

CHAPITRE XVI

THÉORIE DES LOCOMOTIVES

ÉTUDE ANALYTIQUE DU TRAVAIL DE LA LOCOMOTION ET DES RÉSISTANCES
QU'ELLE DOIT VAINCRE.

Travail de la machine.

Problème à résoudre. — Quand il s'agit de déterminer les effets que l'on peut obtenir d'une machine à vapeur fixe, la question à résoudre est en général la suivante :

Combien de kilogrammètres cette machine pourra-t-elle fournir dans des circonstances données de distribution, si l'on suppose que l'on puisse disposer d'une quantité indéfinie de vapeur à une pression déterminée?

Dans les machines locomotives, la quantité de vapeur fournie est limitée; elle dépend essentiellement de la disposition de la chaudière et des circonstances de la marche. Néanmoins nous allons tenter d'indiquer la méthode à suivre pour aborder le problème suivant :

Étant donné un mécanisme composé de deux cylindres, de leur distribution, de leurs appareils de prise de vapeur et d'échappement, quelle charge cet appareil pourra-t-il remorquer à une vitesse donnée, s'il est mis en communication avec un réservoir contenant de la vapeur à une pression déterminée et invariable?

Nous montrerons ensuite en quoi les conditions du problème se modifient dès que l'on fait entrer en ligne de compte la quantité de vapeur que la chaudière sera capable de produire dans chaque cas particulier.

Quand la vitesse d'un train remorqué par une machine locomotive est devenue uniforme, il y a équilibre entre le travail moteur et le travail résistant; en d'autres termes, le travail développé par la vapeur motrice pendant un certain temps est égal au travail résistant développé pendant le même espace de temps par le train, machine comprise.

Lorsque nous avons étudié les importantes questions de l'avance et du recouvrement, nous avons vu que l'action de la vapeur comportait six périodes bien distinctes, savoir :

L'admission,

La détente,

L'échappement anticipé,

L'échappement proprement dit,

La compression,

La marche à contre-vapeur,

lesquels se succèdent dans l'ordre ci-dessus pendant un tour complet des roues motrices.

Admission. — Au moment où le piston quitte le fond du cylindre, la lumière d'introduction est déjà ouverte d'une certaine quantité. Aux premiers instants de la marche, la vitesse du piston est faible; elle va en augmentant jusqu'à ce qu'il ait atteint environ le milieu de sa course; puis elle diminue pour redevenir nulle quand il arrive à l'extrémité du cylindre.

Or, à mesure que le piston se déplace, la vapeur qui remplit le réservoir et les canaux qui la conduisent dans le cylindre se précipite dans l'espace que ce piston laisse libre derrière lui, et ce mouvement ne peut avoir lieu qu'en vertu d'une différence de pression entre la vapeur contenue dans le réservoir et celle qui remplit le cylindre. On a reconnu par l'expérience que cette différence de pression, nécessaire pour vaincre les résistances que la vapeur éprouve à se mouvoir dans des conduites longues, sinueuses et présentant des variations brusques de section, est d'autant plus

grande que la vitesse est plus considérable. Si donc la forme de la conduite ne variait pas pendant une course entière du piston, la pression, constante dans le réservoir, serait dans le cylindre un maximum au commencement et à la fin, un minimum au milieu de cette course.

Mais, tandis que le piston se déplace, le tiroir ne reste pas immobile. L'ouverture par laquelle la vapeur passe de la boîte à tiroir dans la lumière du cylindre change sans cesse de grandeur; on peut admettre sans grande erreur que, pour une distribution normale, elle croît et décroît avec la vitesse du piston. Ainsi la résistance au mouvement de la vapeur, augmentant dans le tuyau de prise de vapeur et dans les conduits du cylindre, diminue au passage des lumières; il s'établit de cette manière une sorte de compensation entre ces deux causes de changement de pression dans les cylindres, et l'on peut considérer cette pression comme constante pendant toute la durée de l'admission, sauf à prendre une moyenne.

Le travail de la vapeur pendant cette période est égal au produit de la pression de la vapeur sur le piston par le chemin qu'il parcourt pendant l'admission. Il dépend donc essentiellement de la pression de la vapeur dans le cylindre.

Le rapport entre cette pression et celle de la vapeur contenue dans la chaudière varie avec les circonstances suivantes :

1° La vitesse moyenne du piston, laquelle dépend de la vitesse de translation du train et du rapport entre le diamètre des roues motrices et la course des pistons;

2° L'ouverture plus ou moins grande du régulateur;

3° La forme plus ou moins sinueuse et les dimensions de la conduite et des canaux des cylindres;

4° La marche des tiroirs;

5° La densité de la vapeur, qui croît avec sa pression et surtout avec la quantité d'eau qu'elle entraîne mécaniquement.

La théorie du mouvement des fluides compressibles est trop peu avancée pour que l'on puisse *calculer* l'influence de chacune de ces causes de résistance.

Si, malgré cela, on voulait soumettre au calcul cette partie du

travail de la vapeur, il faudrait affecter la pression de cette vapeur dans le réservoir d'un coefficient variable avec la vitesse¹. Ce coefficient se déduirait des expériences dont nous parlerons à la fin de ce chapitre, en choisissant pour chaque cas particulier celles qui paraîtraient se rapprocher le plus des circonstances.

La compensation des résistances dont nous avons parlé plus haut n'existe plus quand la distribution est réglée avec beaucoup d'avance et de recouvrement. Faute de méthodes sûres pour calculer les variations de pression, on devra, même dans ce cas, recourir à une moyenne expérimentale.

Détente. — Le travail dû à la détente de la vapeur est facile à calculer quand on connaît la pression au commencement de cette période et le rapport entre le volume initial et le volume final de la vapeur.

Si l'on désigne par p la tension sensiblement constante de la vapeur pendant l'admission, par p' la valeur moyenne de la pression résistante absolue derrière le piston, par l la course totale du piston, par d son diamètre en centimètres, par l' la portion de la course pendant laquelle la détente a lieu, le travail moteur durant l'admission sera $\frac{\pi d^2}{4} p (l - l')$. Si l'on désigne par λ la distance de l'origine de la course du piston à l'une quelconque de ses positions dans la période de détente, par q la tension correspondante de la vapeur, le travail moteur élémentaire pendant la détente sera $\frac{\pi d^2}{4} q d\lambda$ et le travail total pendant la détente $\frac{\pi d^2}{4} \int_{l-l'}^l q d\lambda$, ou, q étant égal à

$$p \frac{l-l'}{\lambda},$$

$$\frac{\pi d^2}{4} p (l-l') \int_{l-l'}^l \frac{d\lambda}{\lambda} = \frac{\pi d^2}{4} p (l-l') \frac{1}{\log e} \log \frac{l}{l-l'}.$$

On aura donc pour expression du travail moteur de la vapeur,

¹L'influence de l'eau entraînée par des étranglements et sinuosités de la conduite de vapeur est sans nul doute fort grande; mais, comme il n'existe aucune donnée pour l'apprécier, on est obligé de la négliger. C'est pour cela que nous conseillons de ne tenir compte que de la vitesse moyenne du piston dans l'évaluation de la pression de la vapeur dans le cylindre.

pendant l'oscillation simple du piston ou pendant une demi-révolution des roues motrices,

$$\frac{\pi d^2}{4} p (l-l') \left(1 + 2,503 \log \frac{l}{l-l'}\right),$$

et, pour celle du travail utile, le travail résistant étant $\frac{\pi d^2}{4} p' l$,

$$\frac{\pi d^2}{4} \left\{ p (l-l') \left(1 + 2,503 \log \frac{l}{l-l'}\right) - p' l \right\}.$$

Les valeurs du terme $1 + 2,503 \log \frac{l}{l-l'}$, qui sont

$$1,557 - 1,916 \text{ et } 3,503$$

pour $l' = 0,3. l \quad 0,6. l \quad 0,9. l$,

montrent l'importance de la détente pour l'économie de vapeur et de combustible dans une machine donnée, ou pour l'augmentation de sa puissance sans modification des conditions de vaporisation.

Échappement anticipé. — Dès que l'arête intérieure du tiroir découvre la lumière du cylindre, la vapeur emprisonnée dans ce cylindre est mise en communication avec l'atmosphère : elle s'échappe. Sa pression diminue rapidement jusqu'à ce qu'elle soit devenue égale à celle de l'atmosphère, augmentée de celle qui est nécessaire pour lui faire vaincre les résistances qu'elle éprouve en circulant dans le canal du cylindre, dans la cavité du tiroir et dans le tuyau d'échappement. Ces résistances, analogues à celles que nous avons signalées pour l'admission, dépendent des mêmes éléments, si ce n'est que l'ouverture du régulateur est ici remplacée par celle de la tuyère d'échappement.

La pression, au commencement de cette période, dépend essentiellement de la durée de l'admission et de celle de la détente. Cette pression est d'autant plus grande, que la quantité de vapeur admise est plus considérable et qu'elle s'est moins détendue.

Comme pour l'admission, il faudrait avoir recours aux expériences connues pour estimer le travail exercé par la vapeur sur le piston.

Échappement proprement dit. — Pendant la marche rétrograde

du piston, la vapeur, qui jusqu'ici avait exercé un travail moteur sur ce piston, crée des résistances à sa marche.

La vapeur qui remplit le cylindre à l'instant où le piston atteint l'extrémité de sa course continue à s'échapper jusqu'à ce que le rebord intérieur du tiroir vienne rencontrer celui de la lumière.

Le travail résistant créé par cette vapeur dépend de sa pression; celle-ci varie encore avec la vitesse du piston, la forme et les dimensions des conduits, l'ouverture de la tuyère et la quantité d'eau entraînée.

Il faudrait donc adopter, pour évaluer ce travail, une pression moyenne déduite des expériences, comme nous l'avons déjà indiqué pour l'admission et pour l'échappement anticipé.

Compression. — Le travail résistant dû à la compression de la vapeur se calculera, comme sa détente, quand on connaîtra sa pression au commencement de cette période et son volume initial et final. En effet, si l'on commençait par comprimer un volume donné d'un gaz pour le ramener ensuite au volume initial, le travail qu'il aurait fallu exercer sur ce gaz pour le comprimer serait exactement égal à celui qu'il serait capable de produire en se détendant.

Il est bon de remarquer que la compression, bien qu'elle augmente le travail résistant qu'éprouve le piston, peut être utile dans certaines limites.

En effet, si toute la vapeur contenue dans le cylindre s'échappait, la dépense de vapeur serait égale, pour chaque coup de piston, au volume engendré par ce piston, augmenté du volume nécessaire pour remplir les espaces nuisibles, la pression étant celle que possède la vapeur à l'instant où l'admission cesse. La quantité de vapeur retenue par la compression doit être évidemment déduite de cette dépense.

Travail à contre-vapeur. — Le travail à contre-vapeur se calculera comme celui de l'admission, en adoptant une pression moyenne que l'on déduira des expériences, et en multipliant l'effort supporté par le piston par le chemin qu'il aura parcouru pendant cette période.

Le travail total reçu par une face de l'un des pistons, pendant un tour de roue, est égal à la somme des trois premiers travaux, di-

minuée de la somme des trois derniers. Le travail total exercé sur les deux pistons est égal à quatre fois cette différence. La valeur en kilogrammes de l'effort de traction s'obtiendra en divisant ce travail exprimé en kilogrammètres par la circonférence des roues motrices exprimée en mètres.

RÉSISTANCES A VAINCRE.

Différentes natures de résistances. — Le travail de la vapeur est employé à vaincre les résistances, que l'on peut classer de la manière suivante :

1° La résistance du convoi remorqué;

2° La résistance qu'éprouve la machine à se mouvoir sur les rails, si on la considère comme un simple véhicule, c'est-à-dire l'effort qu'il faudrait exercer sur cette machine pour la remorquer à la vitesse donnée, si l'on avait préalablement démonté les bielles, pompes et excentriques;

3° Le frottement des pièces du mécanisme provenant du poids de ces pièces et du serrage des garnitures;

4° Le frottement additionnel qui résulte de l'action de la vapeur sur les tiroirs et sur les pistons.

Résistance des trains. — Nous avons vu dans le chapitre précédent comment on calcule l'effort à exercer sur un train pour lui faire conserver sa vitesse; nous n'avons donc plus à y revenir.

Connaissant la charge que porte chaque fusée d'essieu, on en déduira le frottement de ces fusées; puis on déterminera l'effort qui, agissant au pourtour des roues, ferait équilibre à ce frottement.

On évaluera de même le frottement de roulement des roues et la résistance de l'air, comme nous l'avons indiqué pour les waggons; la somme de ces trois quantités sera l'effort nécessaire pour faire conserver à la machine la vitesse donnée.

Résistance propre à la machine. — L'expérience seule peut indiquer la valeur de cette deuxième partie de la résistance d'une machine.

M. de Pambour, dont nous avons déjà cité les expériences rela-

tives aux waggons, et qui a fait également de nombreuses recherches sur l'effet des locomotives, l'a déterminé par trois moyens différents.

Faisant marcher la machine seule ou avec son tender à une très-faible vitesse et avec la pression la plus petite qui pût entretenir son mouvement, il a supposé que la pression de la vapeur dans les cylindres était la même que dans la chaudière, et il a déterminé ainsi l'effort exercé par cette vapeur.

En retranchant de cet effort la résistance de cette machine et de son tender considérés comme véhicules, et celle qui est due à la pression de la vapeur dans le cylindre, il a trouvé que le mécanisme créait une résistance additionnelle d'environ 50 kilogrammes pour les machines à roues non couplées, et de 56 kilogrammes pour les machines à roues couplées.

Il a déterminé également l'effort total nécessaire pour entretenir un mouvement très-lent de la machine en la faisant traîner par l'intermédiaire d'un dynamomètre à ressort. Les résultats de cette seconde expérience ont été conformes à ceux de la première.

Enfin il a abandonné des machines isolées à l'action de la pesanteur sur des plans inclinés. Au moyen du calcul, il a déduit des espaces parcourus dans un temps donné la valeur de la résistance de la machine. Ces dernières expériences ont donné les valeurs suivantes pour les résistances propres au mécanisme :

Machines non couplées. 16^k »»

Id. couplées. 19 50

En moyenne, M. de Pambour a adopté les chiffres suivants :

Machines non couplées. 22^k »»

Id. couplées. 27 »»

Dès que la vapeur est admise dans les cylindres, elle exerce sur les tiroirs et sur les pistons des efforts qui se traduisent en frottements des tiroirs, des excentriques, des glissières, des bielles et de l'essieu moteur. Ces frottements, étant proportionnels aux pressions qui les engendrent, le seront à la pression moyenné de la vapeur dans les cylindres, et, par conséquent, à la résistance totale du train à laquelle cette pression fait équilibre. On peut donc admettre que

l'action de la vapeur augmente la résistance totale à vaincre d'une certaine fraction que M. de Pambour évalue à 0,157 pour les machines non couplées, et à 0,215 pour les machines couplées.

Les expériences de M. de Pambour ont eu lieu sur des machines bien moins puissantes que celles que l'on emploie aujourd'hui : les chiffres qu'il a trouvés ne pourraient pas s'appliquer aux moteurs actuels. Nous avons cru devoir les reproduire cependant, parce qu'ils peuvent servir comme termes de comparaison.

ÉQUATION DU TRAVAIL MOTEUR ET DU TRAVAIL RÉSISTANT.

Tous les éléments des efforts moteur et résistant sont donc des fonctions de la vitesse et de la charge, et l'on conçoit que l'on pourrait arriver à les calculer.

En égalant l'effort de traction moyen à la somme des résistances, on obtiendrait une équation dont les seules variables seraient la masse à mouvoir et la vitesse. A l'aide de cette équation, on résoudrait aisément les deux questions suivantes pour chaque ouverture du régulateur et de la tuyère d'échappement, et chaque degré de détente :

Quelle charge le mécanisme moteur considéré pourrait-il remorquer à une vitesse donnée, s'il disposait d'une quantité de vapeur indéfinie à une pression donnée?

A quelle vitesse ce mécanisme remorquerait-il une charge donnée dans les conditions ci-dessus indiquées?

Vapeur produite. — Mais les chaudières de locomotives produisent rarement une quantité de vapeur telle, que, pour tous les degrés de détente et d'ouverture du régulateur et pour toutes les vitesses, la vapeur fournie par la chaudière puisse remplacer celle qui serait dépensée par les cylindres.

En général, si l'on détendait peu et si le régulateur était complètement ouvert, le poids de la vapeur produite serait bien inférieur à celui qui passerait par les cylindres.

Vapeur utilisée. — Le volume de la vapeur qui est dépensée par les cylindres pour un tour de roues est constant, mais son poids est proportionnel à sa pression. Avec un poids donné de

vapeur, on pourra donc fournir un nombre de tours de roues d'autant plus grand que la pression de cette vapeur dans les cylindres sera plus faible. Mais, comme l'effort de traction exercé par la machine dépend essentiellement de cette pression, on conçoit aisément que cet effort de traction soit limité par le poids de la vapeur fournie par la chaudière.

Quand l'équilibre entre la production et la dépense est altéré, il peut être rétabli de deux manières : 1° spontanément par un abaissement de pression dans la chaudière qui en détermine un analogue dans les cylindres ; 2° en fermant partiellement le régulateur, ce qui augmente la différence de pression entre la chaudière et les cylindres⁴.

En réalité, le problème de l'effet d'une machine locomotive ne peut être résolu que si l'on a préalablement déterminé *la quantité maxima de vapeur que cette machine peut produire à la vitesse donnée et dans des conditions de distribution déterminées.*

Influence des surfaces de chauffe. — La production de vapeur dépend de deux éléments bien distincts :

1° La quantité de chaleur que peuvent transmettre les surfaces de chauffe ;

2° La quantité de combustible que cette machine peut brûler complètement dans un temps donné et dans les conditions considérées.

Nous avons vu que la surface de chauffe des machines locomotives se subdivise en deux parties :

La surface du foyer ;

La surface des tubes.

La surface intérieure du foyer reçoit directement la chaleur rayonnée par le combustible ; sa température est par cela même très-élevée, et la transmission de la chaleur à travers ses parois, qui

⁴ Il est toujours préférable de recourir à la fermeture du régulateur, parce que l'on peut avoir à vaincre des résistances accidentelles qui exigent *momentanément* un accroissement dans l'effort de traction ; accroissement que l'on ne pourrait obtenir si le régulateur était complètement ouvert. Si la machine est à détente variable, il faut donner au régulateur son ouverture maxima et régler la vitesse en détendant plus ou moins.

est proportionnelle à la différence de température de ses deux surfaces, est très-considérable.

Les tubes, par contre, sont à l'abri du rayonnement du combustible; ils sont parcourus dans leur partie voisine du foyer par la flamme, dans leur partie antérieure par les gaz chauds qui sont les produits de la combustion. La température de la surface des tubes est éminemment variable pour un même tube d'un point à l'autre de sa longueur, pour tous les tubes avec l'activité de la combustion.

Mais leur surface extérieure est en contact avec l'eau de la chaudière, dont la température est sensiblement constante; la quantité de chaleur transmise par chaque unité de surface intérieure des tubes sera donc plus grande près du foyer que près de la boîte à fumée.

On admet en moyenne, d'après des expériences déjà anciennes, que chaque mètre carré de surface du foyer équivaut à 3 mètres carrés de la surface des tubes.

Dans certaines machines, les tubes sont longs et peu nombreux; dans d'autres, ils sont moins longs et en plus grand nombre.

Dans le deuxième cas, la température moyenne des gaz qui les traversent sera, toutes choses égales d'ailleurs, plus élevée que dans le premier; la quantité de vapeur produite par l'unité de surface sera moindre pour les tubes d'une grande longueur que pour les tubes courts.

En revanche, ces derniers refroidissent moins bien la fumée que les premiers, et doivent leur être inférieurs sous le rapport de l'utilisation complète du combustible.

Le rapport que nous avons indiqué n'a donc rien d'absolu; il est même probable que, déterminé sur des machines dont les tubes étaient plus courts que ceux que l'on emploie aujourd'hui, il serait en tout cas trop avantageux à la surface tubulaire.

Quantité de coke brûlé. — La quantité de vapeur produite dans un temps donné est limitée essentiellement par la quantité de combustible qui a été brûlé dans ce même espace de temps, laquelle est proportionnelle à la quantité d'air qui aura traversé le combustible, ou, en d'autres termes, au *tirage*.

Un kilogramme de coke, en absorbant 1,5 kilogrammes d'oxygène, se transforme en oxyde de carbone et produit 4,200 unités de chaleur. S'il se combine à 2,6 kilogrammes d'oxygène, il se transformera en acide carbonique et produira 6,000 unités de chaleur.

La transformation de l'oxyde de carbone en acide carbonique exige donc la même quantité d'oxygène que la transformation du charbon en oxyde de carbone, et produit une quantité de chaleur quadruple.

Ainsi il est évident qu'il faudra toujours brûler complètement le combustible (c'est-à-dire le transformer en acide carbonique), soit pour en réduire la consommation à un minimum, soit pour arriver, avec un tirage donné, à la plus grande production de vapeur possible.

Nous allons raisonner dans l'hypothèse que la charge de coke sur la grille sera toujours réglée de manière à produire cette combustion complète.

Il est reconnu que 1 kilogramme de coke exige, pour être brûlé complètement, 15 mètres cubes d'air.

Il suffirait donc de diviser par 15 le nombre de mètres cubes d'air qui traversent le foyer pendant une seconde pour déterminer le nombre de kilogrammes de coke brûlé pendant le même temps.

Quelle que soit l'activité du tirage, la surface de chauffe d'une locomotive donnée ne changera pas.

Si cette machine brûle une faible quantité de combustible, les produits de la combustion traverseront lentement les tubes et se refroidiront d'une manière complète; si la combustion est très-active, le refroidissement de la fumée sera imparfait. Dans le premier cas, un kilogramme de coke produira plus de vapeur que dans le second, et l'on doit admettre :

Que, pour une machine donnée, la quantité de vapeur produite par un kilogramme de coke variera avec la quantité de ce combustible qui sera brûlée dans l'unité de temps, et que cette variation suivra une loi que l'on pourrait déterminer par expérience.

Éléments influant sur le tirage. — La quantité de coke brûlé

étant proportionnelle au tirage, il nous reste à examiner quels sont les éléments qui influent sur ce tirage.

L'air chaud qui s'écoule par la cheminée et le jet de vapeur qui est lancé dans cette cheminée donnent lieu à un vide partiel dans la boîte à fumée, ou, en d'autres termes, à une différence de pression entre cette boîte à fumée et l'atmosphère.

Cette différence de pression est nécessaire pour vaincre les résistances que l'air éprouve à se mouvoir, résistances qui se manifestent surtout à son passage à travers le combustible et à travers les tubes.

Ces résistances croissent rapidement avec la vitesse de l'air et avec la longueur de son parcours; il est donc évident qu'elles seront d'autant plus grandes, que la couche de combustible qui recouvre la grille sera plus épaisse et que les tubes seront plus longs, de plus petit diamètre et en moins grand nombre.

On peut considérer le tirage dû à la cheminée comme constant dans toutes les circonstances; il dépend de la hauteur et du diamètre de cette cheminée, ainsi que de la température moyenne des gaz qui la traversent. En marche, il est peu important, comparé à celui qui est dû au jet de vapeur.

Le jet de vapeur lancé dans la cheminée produit un appel d'air très-énergique, mais éminemment variable.

Pour une même machine, cet appel croît avec le nombre de coups de piston, par conséquent avec la vitesse et avec la pression moyenne de la vapeur qui s'échappe, à l'instant où elle pénètre dans la cheminée.

Nous avons vu précédemment comment cette pression varie

Avec la pression dans la chaudière;

Avec la durée de l'admission;

Avec l'ouverture du régulateur;

Avec la durée de la détente;

Avec l'ouverture de la tuyère.

Elle est donc intimement liée avec les résistances à vaincre, et l'on sait en effet:

Que le tirage dû à l'échappement est d'autant plus grand

*que la vitesse et l'effort de traction sont plus considérables*¹.

Difficultés pour arriver à l'équation du travail moteur et du travail résistant. — Si donc nous pouvions exprimer en langage mathématique la loi qui régit ces influences, nous pourrions aborder le problème suivant :

Quelle vitesse une machine locomotive déterminée prendra-t-elle sur une portion de ligne dont la courbure et la pente sont connues en remorquant un train donné; l'ouverture du régulateur et le degré de la détente étant également déterminés?

L'inconnue serait la vitesse.

Après avoir calculé, comme nous l'avons indiqué, la vitesse que prendrait la machine si la production de vapeur était indéfinie, on déterminerait le poids de vapeur dépensé, lequel se déduirait des circonstances de la distribution et de la pression de la vapeur à la fin de la période de l'admission.

Puis on calculerait, comme nous venons de l'indiquer, la quantité de vapeur produite dans les circonstances données.

Cette quantité de vapeur pourrait être égale, supérieure ou inférieure à la dépense trouvée ci-dessus.

Si elle était égale, la vitesse trouvée serait non-seulement possible, mais encore celle de laquelle on tirerait le meilleur parti de la machine pour le degré de détente considéré.

Si la production était supérieure à la dépense, il en résulterait une perte de vapeur pour les soupapes de sûreté; la solution serait encore possible, mais elle cesserait d'être avantageuse.

Il faudrait recommencer les calculs en augmentant progressivement l'ouverture de l'échappement, ou, si celui-ci était déjà ouvert au maximum, celle du régulateur, et l'on obtiendrait, dans l'un et

¹ Ainsi, quand une machine gravit une rampe, sa vitesse diminue; mais l'effort de traction augmente, ainsi que la pression de la vapeur à l'échappement, et la production de vapeur n'est pas sensiblement altérée.

Quand, par contre, cette machine descend une pente d'une grande longueur, son mouvement s'accélère; mais on devra presque toujours par prudence modérer cette vitesse en fermant plus ou moins le régulateur ou en détendant davantage; la pression à l'échappement diminuera avec la résistance à vaincre, et il arrivera fréquemment que cette pression sera insuffisante pour faire conserver à la combustion l'activité nécessaire. Aussi voit-on en général la pression de la chaudière baisser brusquement quand, après avoir descendu une forte pente d'une grande longueur, on arrive tout à coup sur une portion de ligne où les résistances sont très-considérables.

l'autre cas, une vitesse supérieure à celle que l'on avait déterminée d'abord.

Si enfin la dépense excédait la production, la pression dans la chaudière baisserait; la vitesse trouvée ne pourrait donc se maintenir pour conserver le même degré de détente et tirer de la machine un bon parti; il faudrait, ou serrer l'échappement, ou diminuer l'ouverture du régulateur.

Influence de l'adhérence sur la charge trainée par la locomotive. — Il est un dernier élément dont il faudrait tenir compte dans un calcul de ce genre. Si l'effort de traction, calculé comme nous venons de le voir, était plus considérable que le frottement de glissement des roues motrices sur les rails, la machine tournerait sur place, elle *patinerait*. Ce frottement de glissement varie de $\frac{1}{3}$ à $\frac{1}{10}$ de la pression qu'exercent les roues motrices sur les rails, suivant que ces rails sont secs ou gras; on admet en moyenne $\frac{1}{6}$. *L'effort de traction devra donc être moindre que la sixième partie du poids supporté par les roues motrices.*

Par tout ce qui précède, on a pu voir combien il serait difficile de soumettre au calcul les questions qui se rattachent au travail des machines locomotives.

Formules de M. de Pambour. — A une époque où ces machines étaient encore loin d'avoir atteint le degré de perfection auquel elles sont arrivées aujourd'hui, M. de Pambour a publié un travail fort intéressant sur le sujet qui nous occupe. Les expériences qui ont servi de base aux calculs de ce savant datent de 1834 et de 1836; elles ont été faites sur les machines qui desservent, à cette époque, la ligne de Liverpool à Manchester.

Dans ces machines, la distribution de la vapeur se faisait au moyen d'excentriques à embrayage, l'avance était négligeable et l'ouverture de l'échappement ne variait pas.

M. de Pambour n'avait donc pas à s'occuper des effets de la détente, de la compression et de l'échappement variable; affranchi de ces complications, il a pu établir des formules assez simples, qui représentent approximativement les faits qu'il a observés.

Insuffisance de ces formules. — Depuis la publication des travaux de M. de Pambour, les machines locomotives ont subi des modi-

fications telles, que ces formules ne sont plus susceptibles d'applications pratiques ; aussi nous abstenons-nous de les donner ici.

M. Lechatelier, ingénieur des mines, dans une séance de la Société des ingénieurs civils, a proposé un certain nombre de règles pratiques pour déterminer les dimensions des principaux organes des machines locomotives. Ces règles sont déduites de la comparaison d'un grand nombre des meilleures machines anglaises et françaises, et d'expériences faites sur les machines, par MM. Gouin et Lechatelier en 1844, Gooch en 1847, et Bertera en 1850.

Influence de l'ouverture du régulateur sur la résistance. — Avant d'exposer les règles formulées par M. Lechatelier, nous croyons devoir analyser succinctement les résultats de ces expériences, dont les détails les plus intéressants ont été publiés dans le *Guide du mécanicien conducteur et constructeur de locomotives*, de MM. Lechatelier, Flachet, Petiet et Polonceau, et faire connaître les résultats d'expériences plus récentes, faites par MM. Polonceau et Kinnear Clark.

EXPÉRIENCES DIVERSES AYANT POUR OBJET DE DÉTERMINER LE TRAVAIL
MOTEUR ET LE TRAVAIL RÉSISTANT.

Expériences de MM. Gouin, Lechatelier, Gooch, Bertera.

La pression de la vapeur dans les cylindres étant très-variable et différent, dans la plupart des cas, beaucoup de celle de la chaudière, il importait de déterminer directement cette pression dans les diverses circonstances de la machine. A cet effet, les expérimentateurs ont tracé, au moyen de l'indicateur de Watt, un grand nombre de diagrammes ¹.

¹ L'indicateur de Watt se compose d'un cylindre de petit diamètre dans lequel se meut un piston métallique très-juste, mais en même temps très-libre. L'une des faces de ce piston est pressée par un petit ressort à boudin qui se raccourcit de quantités proportionnelles aux pressions que reçoit l'autre face du piston. Cette autre face est soumise à l'action de la vapeur dont on veut mesurer la tension ; à cet effet, le cylindre de l'indicateur peut être mis en communication avec le cylindre de la machine, avec la boîte à tiroir, avec la chaudière ou avec l'atmosphère, au moyen de tuyaux et de robinets. L'indicateur est fixé horizontalement au-dessus du tablier de la machine et perpendiculairement au grand axe de cette machine ; la tige de son piston porte un petit porte-crayon articulé. Le papier sur lequel le porte-crayon doit tracer les courbes qui

Les expériences de MM. Gouin et Lechatelier ont été faites sur la machine la *Gironde*, à détente fixe, obtenue par avance et recouvrement ; celles de M. Gooch, sur la *Great-Britain*, machine à grande vitesse du chemin à large voie de Londres à Bristol. Cette machine se rapproche beaucoup, quant à ses dispositions, du type Sharp-Roberts ; la distribution y est effectuée par une coulisse Stephenson. M. Bertera a opéré sur une machine à voyageurs, à longs tubes et petit foyer, de Stephenson, et sur une machine à marchandises à deux roues couplées, construite par M. Polonceau. Cette dernière machine est surtout remarquable par sa distribution à coulisse, qui permet une détente très-prolongée.

Ces pertes de pression sont dues, comme nous l'avons vu précédemment, à diverses causes. Celles qui résultent de la plus ou moins grande ouverture du régulateur ont été étudiées par MM. Gouin et Lechatelier, sur la machine la *Gironde*. Pour cette machine, marchant à la vitesse moyenne de 45 kilomètres à l'heure, le niveau de l'eau étant maintenu très-élevé dans la chaudière, le rapport entre les pressions absolues de la vapeur dans les boîtes à tiroir et la chaudière était :

Pour une ouverture du régulateur de 15 cent. carrés de 0,64			
—	de 25	—	de 0,80
—	de 35	—	de 0,90
—	de 55	—	de 0,951

Au delà de 55 cent. carrés, le rapport cessait de croître.

Dans cette machine, la détente fixe est obtenue par une avance angulaire de 38° et par un recouvrement extérieur de $0^m,050$; les lumières se découvrent toujours complètement. Aussi la différence de pression entre la boîte à tiroir et les cylindres est-elle faible. La moyenne de 22 expériences, faites à des vitesses qui diffèrent peu

représentent le mode d'action de la vapeur est collé sur une planchette fixée au moyen d'une forte barre de fer à la crosse du piston. Ainsi la feuille de papier exécute le même mouvement que le piston. Quand l'indicateur est mis en communication avec l'atmosphère, le crayon ne bouge pas, et il trace par conséquent une ligne droite sur le papier. Mais, si la vapeur vient agir sur le piston de l'indicateur, le crayon se déplace d'une quantité proportionnelle à la pression de cette vapeur, et trace une courbe dont les abscisses représentent les positions du piston, et les ordonnées les pressions correspondantes de la vapeur. Ces courbes s'appellent des *diagrammes*.

de 47 kilomètres à l'heure, le niveau étant maintenu élevé dans la chaudière, donne 0,908 pour rapport entre les pressions absolues dans les cylindres et dans les boîtes à tiroir.

Le régulateur étant ouvert de 55 centimètres carrés, on aurait donc pour rapport entre la pression dans les cylindres et dans la chaudière :

$$0,951 \times 0,908 = 0,863.$$

La perte totale serait de 0,137, dont $\frac{1}{3}$ pour le passage du régulateur et $\frac{2}{3}$ pour celui des lumières.

Influence de la quantité d'eau entraînée. — Dans une expérience dans laquelle l'eau entraînée avec la vapeur était en très-grande quantité, puisqu'elle sortait en abondance par la cheminée, la perte totale a été de 0,58.

Avec de la vapeur très-sèche, par contre, elle n'a été que de 0,09 à 0,10.

Ainsi, suivant que la quantité d'eau entraînée a été plus ou moins grande, la perte de pression entre la chaudière et les cylindres a varié de 0,58 à 0,09 de la pression absolue de la vapeur dans la chaudière.

Cet exemple démontre suffisamment l'utilité des dispositions qui s'opposent à l'entraînement de l'eau par la vapeur.

Influence de la détente opérée par la diminution de la course du tiroir. — Quand les machines sont munies de l'appareil de détente que nous avons décrit sous le nom de coulisse de Stephenson, la différence de pression entre la boîte à tiroir et le cylindre croît rapidement à mesure que l'on détend davantage. Cela tient à ce que, pour les fortes détentes, le tiroir ne découvre plus les lumières que de quelques millimètres. Les expériences de M. Bertera fournissent à cet égard des renseignements précieux, consignés dans le tableau suivant, que nous extrayons du *Guide du mécanicien*.

NOMBRE DES DIAGRAMMES TRACÉS.	DÉTENTE.			VITESSES MOYENNES EN KILOMÈTRES à l'heure.	PRESSIONS ABSOLUES (EN KILOGRAMMES par centimètre carré).				
	Cr. n de détente.	Admission en centièmes de la course.			(a) Chaudière.	(b) Boîte des tiroirs.	(c) Cylindres.	Rapports	
		Ouverture maximum des lumières.						$\frac{c}{a}$	$\frac{c}{b}$
		mètr.							
<i>Machine à marchandises, n° 151 (Polonceau).</i>									
3	9	0,17	0,005	26,6	6,21	5,86	3,22	0,52	0,59
16	8	0,23	0,006	25,2	5,98	5,23	3,37	0,56	0,64
6	7	0,30	0,007	31,4	5,94	5,38	3,92	0,66	0,73
<i>Machine à voyageurs, n° 62 (Stephenson).</i>									
24	8	0,34	0,009	40,6	6,80	6,10	3,40	0,50	0,56
4	7	0,43	0,011	42,4	6,87	5,84	3,17	0,46	0,54

Contre-pression de la vapeur pendant la marche rétrograde du piston. — Les résultats les plus saillants des expériences sur la pression résistante de la vapeur, ou contre-pression opposée à la pression motrice, sont contenus dans le tableau de la page 684, que nous empruntons également au *Guide du mécanicien*.

Plus loin, nous verrons comment M. Camille Polonceau a déterminé l'influence qu'exercent sur cette pression résistante l'échappement, la compression et la marche à contre-vapeur.

NOMBRE DE DIAGRAMMES RELEVÉS.	ADMISSION EN CENTIÈMES de la course.		COMPRESSION EN CENTIÈMES de la course.		OUVERTURE MAXIMA des lumières.		PRESSIONS ABSOLUES EN KILOG. par cent. carré.					RAPPORT des moyennes.	OBSERVATIONS.		
	Admission.	Echappement.	VITESSE MOYENNE en kilomètres à l'heure.	Minima pendant l'admission.	Maxima pendant l'échappement.	Moyenne motrice.	Moyenne résistante.	kil.	kil.	kil.	m.			m.	
<i>Machine à détente fixe (la Gironde).</i>													Expériences de MM. Gouin et Lechatelier.		
50	0,67	0,22	0,030	0,030	41,44	4,27	1,70	4,11	2,06	0,50				Recouvrement in- térieur.. 0 ^m ,020 id. 0,005	
13	0,67	0,11	0,030	0,030	54,62	"	"	4,94	2,34	0,57					
<i>Machine Great-Britain (large voie).</i>													Expériences de M. Gooch.		
29	"	"	"	"	32,08	3,02	1,03	2,59	1,20	0,46				Les éléments de la distribution ne sont pas donnés	
18	"	"	"	"	69,19	5,27	1,33	4,15	1,60	0,39					
19	"	"	"	"	93,66	6,49	1,83	5,19	2,12	0,40					
<i>Machine à marchandises, n° 154 (Polonceau).</i>													Expériences de M. Bertera (che- min d'Orléans).		
3	0,17	0,50	0,005	0,025	26,6	3,22	1,20	2,14	1,48	0,69					
13	0,23	0,40	0,006	0,026	25,5	3,38	1,30	2,36	1,59	0,67					
6	0,30	0,35	0,007	0,027	21,4	3,92	1,35	2,90	1,63	0,56					
Moyenne	"	"	"	"	24,5	3,51	1,30	2,48	1,58	0,64					
<i>Machine à voyageurs, n° 62 (Stephenson).</i>													Expériences de M. Bertera.		
21	0,34	0,25	0,009	"	40,9	3,32	1,71	2,95	1,89	0,64					
4	0,43	0,16	0,011	"	42,4	3,17	1,70	2,98	1,94	0,65					
Moyenne	"	"	"	"	41,1	3,29	1,71	2,95	1,90	0,64					

Les pressions moyennes motrice et résistante ont été obtenues en divisant les travaux moteur et résistant par la course du piston. Ces travaux ont pu être mesurés avec une grande exactitude sur les diagrammes. La pression motrice moyenne tient compte de l'admission de la détente et de l'échappement anticipé; la pression résistante moyenne de l'échappement, de la compression et de la marche à contre-vapeur.

Si maintenant nous comparons les résultats consignés dans les deux tableaux qui précèdent, de manière à faire ressortir l'influence

du mode de distribution, nous obtenons les chiffres suivants :

PRESSIONS EN KILOGRAMMES PAR CENTIMÈTRE CARRÉ.	MACHINE	
	POLONCEAU n° 154.	LA GIRONDE.
Dans la chaudière.	5,98	6
Dans les boîtes à tiroir.	5,23	»
Dans les cylindres, pendant l'admission.	3,37	»
Moyenne motrice	2,36	5,23
Moyenne effective	0,77	2,61
Rapport de la moyenne effective à la pression dans la chaudière.	13 p. 0/0	43 p. 0/0

Ce tableau fait voir que, pour les machines munies de la coulisse Stephenson, la pression dans la chaudière doit être aussi élevée que possible et les dimensions des cylindres considérables pour qu'elles marchent dans des conditions avantageuses.

Effets de l'échappement variable. — En diminuant la section de l'orifice du tuyau d'échappement on augmente la contre-pression; mais il n'existe pas de données expérimentales bien précises qui permettent de mesurer l'effet produit.

Vide dans les boîtes. — Quant au degré de vide produit dans le foyer et dans la boîte à fumée, il résulte d'expériences faites au chemin d'Orléans, sur une machine Stephenson, à petit foyer et à tubes d'une grande longueur :

1° Que le vide qui existe dans le foyer est, en moyenne, égal à 0,55 du vide constaté dans la boîte à fumée. La résistance qu'éprouve l'air en traversant la grille et le combustible serait donc à celle qu'il éprouve en traversant les tubes dans le rapport de 55 à 45;

2° Que, toutes les autres conditions restant les mêmes, le vide serait représenté par les nombres 1; 1,5; 3, suivant que l'échappement serait entièrement ouvert, à moitié ouvert, ou fermé;

3° Que le vide, mesuré au moyen d'un manomètre à eau dans la boîte à fumée, était :

Un maximum de 0^m,208, l'échappement étant entièrement fermé et l'admission se faisant pendant les 0,34 de la course.

Toutes ces expériences ont été faites à des vitesses qui variaient de 40 à 50 kilomètres à l'heure et avec des trains légers.

Nous nous dispensons de consigner ici les autres résultats de ces expériences, qui sont détaillés dans le *Guide du mécanicien*.

Au chemin de fer du Nord, des expériences analogues, faites à des vitesses de 55 à 60 kilomètres et avec des trains plus lourds, ont donné 0,67 pour rapport entre le vide du foyer et celui de la boîte à fumée.

Cette différence tient probablement à ce que les exigences du service auront forcé à donner une grande épaisseur à la couche de combustible contenue dans le foyer.

Eau entraînée et vapeur condensée dans les conduits et cylindres. — Une grande partie de l'eau consommée par les machines locomotives est entraînée mécaniquement par la vapeur sans avoir été vaporisée, et une grande partie de la vapeur formée est condensée dans les cylindres et conduits de la machine sans autre effet utile que celui de réchauffer ces appareils, qui se refroidissent à chaque coup de piston pendant les périodes de détente et d'échappement.

La consommation totale d'eau est facile à mesurer; elle s'obtient par un jaugeage du tender avant et après l'expérience. Quant au poids de la *vapeur utilisée*, le seul moyen de l'obtenir d'une manière un peu certaine consiste à déterminer son volume et sa densité à l'instant où cesse la période d'admission. Ces données se relèvent directement sur les diagrammes obtenus à l'aide de l'indicateur de Watt.

Nous ne détaillerons pas ici les résultats d'expériences que l'on possède sur ce sujet; on les trouvera dans le *Guide du mécanicien*. Nous dirons seulement que :

1° Sur la machine la *Gironde*, admettant la vapeur pendant les 0,66 de la course, le rapport moyen du poids de la vapeur utilisée à celui de l'eau dépensée a été trouvé égal à 0,82;

2° Sur la machine Polonceau, n° 154, du chemin d'Orléans, admettant pendant les 0,25 de la course, le même rapport a été de 0,48.

Ainsi, sous ce rapport, les fortes détentes paraissent avoir un désavantage notable sur les admissions prolongées. Cela deviendra encore plus évident quand nous aurons dit que, dans la première machine, l'arête supérieure du corps cylindrique de la chaudière est élevée de 0^m,52 seulement au-dessus du ciel du foyer, tandis que, dans la seconde, elle l'est de 0^m,45.

Expériences de M. C. Polonceau.

Mode d'expérimentation. — Ces expériences sur les effets de la vapeur dans les machines locomotives ont été faites au moyen de l'indicateur de pression de Watt monté sur le cylindre même des machines servant aux essais.

Le piston de cet indicateur recevant la vapeur envoyée au cylindre de la locomotive dans des conditions de pression que l'on peut considérer comme identiques, les *diagrammes* fournis par l'appareil expriment bien la pression exercée sur le piston de la locomotive pendant les différentes périodes de sa course dans le cylindre.

Les diagrammes qui donnent la mesure du travail de la vapeur pendant les différentes périodes de travail ont été relevés en très-grand nombre ; c'est en en prenant les moyennes que l'on a dressé les tableaux d'expériences que nous donnons, et en comparant ces moyennes que l'on est parvenu à en déduire d'importantes conséquences.

Machines essayées. — La distribution dans toutes les machines soumises par M. Polonceau aux expériences, sur le chemin d'Orléans, s'opérait à l'aide de la coulisse de Stephenson. Ces machines ont été les suivantes :

1° Machine à voyageurs n° 94 (ancien 156), avec cylindre de 0^m,58 sans enveloppe ; ateliers Guin et C^{ie}, modifiée aux ateliers d'Ivry par M. C. Polonceau.

2° Machine à voyageurs n° 95 (ancien 155), avec cylindre de

0^m,38 muni d'une enveloppe; ateliers Gouin et C^{ie}, modifiée aux ateliers d'Ivry par le même ingénieur.

3° Machine à marchandises n° 404 (ancien 47 P. O.), tiroir d'échappement indépendant des tiroirs d'introduction; modifiée aux ateliers d'Ivry par M. C. Polonceau.

4° Machine express n° 268, avec cylindre de 0^m,40; construite aux ateliers d'Ivry par M. C. Polonceau.

5° Machine à marchandises n° 736 (ancien 550), avec cylindre de 0^m,42; construite aux ateliers d'Ivry par M. C. Polonceau.

MACHINE A VOYAGEURS DE LA COMPAGNIE D'ORLÉANS N° 94 (ANCIEN 136),
CONSTRUITE DANS LES ATELIERS DE M. GOUIN.

La distribution de la vapeur sur les pistons se fait à la machine 94 au moyen de la coulisse Stephenson. Les cylindres sont ordinaires, c'est-à-dire sans enveloppes.

L'angle d'avance est de 35° pour la marche en avant et pour la marche en arrière.

Le rayon d'excentricité est de 57 millimètres et demi;

Le recouvrement extérieur est de 36 millimètres du côté de la traverse;

Le recouvrement extérieur est de 35 millimètres et demi du côté du mouvement;

Le recouvrement intérieur total est de 9 millimètres;

La course du piston est de 0^m,560;

Le diamètre du piston est de 0^m,380;

Le diamètre des roues motrices est de 1^m,654.

Résultats des essais.

	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR DANS LA CHAUDIÈRE, EN ATMOSPHÈRES.	TENSION ABSOLUE MOYENNE DE LA VAPEUR SUR LE PISTON PENDANT L'ADMISSION, EN ATMOSPHÈRES.	RAPPORT ENTRE CES DEUX TENSIONS, CELLE DE LA CHAUDIÈRE ÉTANT PRISE POUR UNITÉ.	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR AU COMMENCEMENT DE L'ÉCHAPPEMENT, EN ATMOSPHÈRES.	VITESSE DU PISTON.	VITESSE CORRESPONDANTE DE LA MACHINE SUR LA VOIE, EN KILOMÈTRES, À L'HEURE.	RAPPORTS.					TRAVAIL MÉCANIQUE DÉVELOPPÉ SUR UN CÔTÉ DU PISTON, EN KILOGRAMMÈTRES.	TRAVAIL EN CHEVAUX SUR LES PISTONS POUR LA MACHINE ENTIÈRE ET PAR TOUR DE ROUE.
							<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>		
	Admission, 0,25 de la course. Avance, 0,002. Ouverture maximum, 0,00325. Avance à l'échappement, 0,21 de la course. Compression, 0,42 de la course.												
Moyenne.	6 55	4 76	0 75	1 89	2 24	57	0 47	0 50	0 18	0 02	0 79	2427	129
	Admission, 0,55 de la course. Avance, 0,00175. Ouverture maximum, 0,00675. Avance à l'échappement, 0,175 de la course. Compression, 0,56 de la course.												
Moyenne.	6 46	5 05	0 78	2 29	2 18	57	0 51	0 45	0 10	0 02	0 86	5215	171
	Admission, 0,42 de la course. Avance, 0,0015. Ouverture maximum, 0,00875. Avance à l'échappement, 0,158 de la course. Compression, 0,50 de la course.												
Moyenne.	6 60	5 41	0 82	2 75	2 15	56	0 57	0 41	0 06	0 01	0 92	4895	261
	Admission, 0,51 de la course. Avance, 0,001. Ouverture maximum, 0,01125. Avance à l'échappement, 0,107 de la course. Compression, 0,25 de la course.												
Moyenne.	6 19	5 32	0 86	5 20	2 04	54	0 65	0 55	0 05	0 006	0 96	4554	245
	Admission, 0,59 de la course. Avance, 0,00. Ouverture maximum, 0,0145. Avance à l'échappement, 0,09 de la course. Compression, 0,20 de la course.												
Moyenne.	6 57	5 86	0 92	5 60	1 62	27	0 69	0 50	0 02	0 005	0 97	4252	225
	Admission, 0,66 de la course. Retard, 0,0005. Ouverture maximum, 0,018. Avance à l'échappement, 0,056 de la course. Compression, 0,17 de la course.												
Moyenne.	6 40	6 14	0 96	5 00	1 40	24	0 71	0 28	0 01	0 002	0 98	4116	219
<p>NOTA. — Dans ces différents tableaux :</p> <p><i>a</i> exprime le travail par course, en supposant qu'il n'y ait ni compression ni avance à l'échappement.</p> <p><i>b</i> exprime le travail pendant l'admission par course, en supposant qu'il n'y ait ni compression ni avance à l'échappement.</p> <p><i>c</i> exprime le travail de la détente par course, en ne tenant compte ni du travail résistant de la compression ni de l'avance à l'échappement.</p> <p><i>d</i> exprime le travail résistant provenant de la compression pendant une course.</p> <p><i>e</i> exprime le travail de détente perdu par l'avance à l'échappement pendant une course.</p> <p><i>f</i> exprime le travail utilisé.</p>													

Admission. — Pendant le temps de l'admission, la tension de la vapeur sur le piston n'atteint pas celle de la chaudière, et la différence est d'autant plus sensible que la vitesse du piston est plus grande et que la lumière d'introduction est moins découverte.

Ainsi, dans la première position (correspondant au maximum de détente), la lumière n'a pour ouverture maximum que 5 millimètres un quart, et la pression de la vapeur sur le piston (celui-ci étant animé d'une vitesse de $2^m,24$ par seconde) n'est que des $\frac{73}{100}$ de celle de la chaudière, tandis que dans la troisième position, où l'ouverture maximum est de 8 millimètres trois quarts, on obtient avec la même vitesse jusqu'à $\frac{82}{100}$ de la tension de la chaudière. Le rétrécissement des ouvertures d'admission exerce donc une influence fâcheuse sur la pression dans le cylindre.

Lorsque la vitesse du piston ne dépasse pas 1 mètre, l'équilibre entre le piston et la chaudière s'établit à très-peu de chose près.

Dans le cours des expériences, le régulateur était toujours complètement ouvert et sa section d'introduction était de 110 centimètres carrés ou les $\frac{9}{100}$ de la surface du piston.

On remarque sur les diagrammes que, au moment où le piston recommence sa course, la tension de la vapeur n'atteint pas immédiatement son maximum; cela tient à ce que la vapeur qui s'introduit, très-étranglée à ce moment, n'agit sur le piston à sa tension maximum que lorsqu'elle a achevé de remplir, à cette tension, les lumières d'introduction, ce que la compression avait commencé de faire.

Détente. — La détente, lorsqu'elle commence au quart de la course, comme dans la première position, donne plus de travail que l'admission, et sa tension au moment de l'échappement est encore suffisante pour qu'elle se précipite dans l'atmosphère, puisqu'elle possède à ce moment 0,89 d'atmosphère. (On suppose dans ce cas que la pression dans la chaudière se trouve comprise entre six et sept atmosphères.)

Le tableau ci-dessous indique les rendements de la détente aux différents degrés d'admission, le travail de la vapeur pendant l'admission étant pris pour unité.

POSITIONS.	1 ^o	2 ^o	3 ^o	4 ^o	5 ^o	6 ^o
Admission en centièmes.	0 25	0 33	0 42	0 51	0 59	0 66
Détente en centièmes.	0 75	0 67	0 58	0 49	0 41	0 34
Travail pendant la détente, rapporté au travail pendant l'admission.	1 05	0 83	0 72	0 53	0 43	0 40

Un travail à produire étant donné, on voit, d'après les résultats ci-dessus, qu'il est très-avantageux de l'obtenir en donnant au cylindre un diamètre tel qu'une détente au quart de course soit praticable, la détente ayant lieu ainsi pendant les $\frac{3}{4}$ de la course.

Les chiffres consignés dans le tableau ci-dessus expriment la valeur de la détente obtenue sur les diagrammes et sont seulement applicables à la distribution de la machine n° 94, car, d'après la nature de cette distribution, la détente est non-seulement fournie par le volume de vapeur engendré par le piston pendant l'admission, mais bien par ce volume augmenté de celui de la lumière et du jeu du piston au plateau du cylindre ; par conséquent, si l'on veut obtenir la détente fournie par un volume V de vapeur, il faut multiplier les résultats ci-dessus par le rapport $\frac{V}{V+V'}$ ¹.

V le volume engendré par le piston,

V' = le volume de la lumière et du jeu de piston au plateau.

Les chiffres ci-dessus sont modifiés ainsi qu'il suit :

1 ^o position	0.35	au lieu de	0.40
2 ^o —	0.36	—	0.43
3 ^o —	0.44	—	0.53
4 ^o —	0.58	—	0.72
5 ^o —	0.63	—	0.83
6 ^o —	0.75	—	1.05

Avance à l'échappement. — La perte occasionnée par l'avance

$$V + V' : 0,40 :: V : x$$

$$x = \frac{V}{V + V'} \times 0,40.$$

à l'échappement a été obtenue en prolongeant la ligne de détente jusqu'à la fin de la course du piston; à l'inspection des diagrammes, on s'aperçoit que cette perte est peu considérable, et cela se conçoit, car, à ce point de la course du piston, la vapeur ne s'écoulant pas instantanément, il se produit encore sur le piston une certaine pression. *Ainsi l'on voit que dans une distribution on peut varier l'avance à l'échappement dans des conditions assez larges, sans que pour cela le rendement de la vapeur en soit sensiblement altéré.*

Contre-pression. — D'après les résultats obtenus, on voit que le piston, dans sa marche rétrograde, n'est soumis à aucune contre-pression, lorsque l'échappement dans la boîte à fumée est complètement ouvert. Il n'en a été trouvé de traces qu'avec une admission de $\frac{59}{100}$ de la course, et, dans ce cas, la vapeur s'échappe avec une tension d'au moins trois atmosphères; encore son effet, qui est très-peu nuisible, cesse-t-il environ aux $\frac{15}{100}$ de la course.

La section de sortie, lorsque l'échappement de la cheminée est ouvert au maximum, est de 127 centimètres carrés, soit les $\frac{48}{100}$ de la surface du piston, et de 55 centimètres carrés, soit les $\frac{41}{100}$ de la surface du piston lorsqu'il est ouvert au minimum. Dans ce dernier cas, la contre-pression absorbe une grande partie de la puissance.

L'échappement de la machine 94 est un échappement Lasalle; il se compose de deux cônes disposés de telle manière, que la section de sortie présente une surface annulaire qui diminue au fur et à mesure que le cône mobile s'enfonce dans le cône fixe.

Le grand diamètre de la surface annulaire est de 206 millimètres.

Nous avons vu que la compression produisait un travail résistant qui diminue la puissance de la machine; mais que, d'un autre côté, elle avait pour résultat une économie sensible de vapeur, et, par suite, de combustible, en tant qu'elle remplissait l'espace nuisible et les lumières de vapeur à une pression différant peu de celle de la boîte à vapeur. Nous avons vu aussi que, la compression étant plus grande qu'il ne le fallait pour qu'elle remplit l'espace nuisible et les

lumières, il en résultait un excès de travail résistant sans compensation sensible¹.

Calculant le travail résistant provenant de la compression pour remplir l'espace nuisible et les lumières de vapeur à la pression de quatre atmosphères seulement (tension mesurée), on trouve que cet excès de compression, et, par suite, de travail résistant, se manifeste dans la machine 94, mais dans une petite mesure. S'il est aussi peu considérable, cela tient au grand volume des lumières. Sa compression est donc, dans ce cas, en partie du moins, le palliatif d'une imperfection, le volume exagéré des lumières, et, si cette imperfection disparaissait, c'est-à-dire si le volume des lumières était considérablement diminué, la compression deviendrait beaucoup plus nuisible, ce qui conduirait à la réduire.

Or le volume des lumières peut-il être diminué sans causer de préjudice? Dans la distribution dont on s'occupe, les lumières ont 40 millimètres de largeur. Cette dimension est plus que suffisante pour les admissions, puisque, pour la sixième position, le tiroir ne découvre au maximum que de 18 millimètres. Cette dimension de 40 millimètres ne pourrait donc être utile que pour l'échappement, afin de permettre un écoulement suffisant pour éviter la contre-pression.

Or on a vu dans l'article concernant l'échappement qu'une section de 127 centimètres carrés ne donne pas de contre-pression,

¹ Cet excès de compression peut avoir pour résultat d'élever la pression dans l'espace nuisible au même degré que dans la chaudière. Dans ce cas, cette pression, dépassant celle de la vapeur dans la boîte à vapeur, tend à soulever le tiroir et à refouler la vapeur dans la boîte au moment où la lumière d'admission commence à se découvrir, ce qui nuit au jeu de la machine. Prolongée encore davantage, la compression ne peut élever la pression dans l'espace nuisible au delà de celle dans la chaudière; car, d'après une loi de la physique, la vapeur ayant atteint la pression sous laquelle elle s'est formée, sa tension cesse d'augmenter et elle se condense. Le nouvel excès de compression n'a donc pour résultat que d'augmenter la condensation. Cette condensation dans la période de compression est sans inconvénient, puisqu'elle a pour résultat d'échauffer les parois du cylindre, y compris les fonds et le piston, qu'elle remplace la condensation pendant l'admission, et que l'eau condensée se reproduit en vapeur en totalité ou en partie, soit pendant l'admission (la pression de la vapeur dans cette période étant inférieure à celle de la vapeur comprimée), soit pendant la détente. Elle aurait même, à ce point de vue, un avantage: celui de réchauffer le cylindre aux dépens de la vapeur déjà utilisée, au lieu de le réchauffer aux dépens de la vapeur sortant de la chaudière; mais elle a pour inconvénient de diminuer outre mesure la puissance de la machine.

tandis qu'une section de 55 centimètres carrés, lorsque l'échappement est fermé, en donne une notable, d'où on peut conclure que la limite de section où la contre-pression commence est comprise entre 127 et 55, limite que l'on pourrait déterminer, pour en déduire la largeur des lumières.

On remarque sur les diagrammes que pour une même position de levier, quelle que soit la tension de la vapeur dans la chaudière, la valeur de la compression reste à peu près constante.

D'après ce qui précède, les dispositions des cylindres de la machine 94 étant données, on voit que, le volume des lumières étant réduit, il y aurait avantage à diminuer le temps de la compression, résultat qu'on obtiendrait en diminuant le recouvrement intérieur.

MACHINE A VOYAGEURS DE LA COMPAGNIE D'ORLÉANS N° 95 (ANCIEN 135), CONSTRUITE DANS LES ATELIERS DE M. GOUIN. — APPLICATION DU CYLINDRE A ENVELOPPE PAR M. POLONCEAU, EN 1852. — LES PLATEAUX D'AVANT ET D'ARRIÈRE N'ONT PAS D'ENVELOPPE DE VAPEUR.

La machine 95 est pourvue de cylindre à enveloppe. La vapeur s'introduit dans cette enveloppe par un tuyau qui a sa prise de vapeur dans la boîte à tiroirs. Le but qu'on s'est proposé par cette disposition a été d'empêcher le refroidissement de la paroi intérieure du cylindre, et de diminuer la condensation de la vapeur de cette paroi.

La distribution de la vapeur se fait au moyen de la coulisse Stephenson.

L'angle d'avance est de 52° pour la marche en avant comme pour la marche en arrière.

La course de l'excentrique est de 0,115.

Le recouvrement extérieur total est de 0,064.

Le recouvrement intérieur est nul.

La course du piston est de 0,560.

Le diamètre du cylindre est de 0,400.

Le diamètre des roues motrices est de 1,690.

Résultats des essais.

	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR DANS LA CHAUDIÈRE, EN ATMOSPHÈRES.	TENSION ABSOLUE MOYENNE DE LA VAPEUR SUR LE PISTON PENDANT L'ADMISSION, EN ATMOSP.	RAPPORT ENTRE CES DEUX TEN- SIONS, CELLE DE LA CHAUDIÈRE ÉTANT PRISE POUR UNITÉ.	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR AU COMMENCEMENT DE L'ÉCHAPPE- MENT, EN ATMOSPHÈRES.	VITESSE DU PISTON.	VITESSE CORRESPONDANTE DE LA MACHINE SUR LA VOIE, EN KILOMÈTRES, À L'HEURE.	RAPPORTS.					TRAVAIL MÉCANIQUE DÉVELOPPÉ SUR UN CÔTÉ DU PISTON, EN KILOGRAMMÈTRES.	FORCE EN CHEVAUX SUR LES PIS- TONS POUR LA MACHINE ENTIÈRE ET PAR TOUR DE ROUE.
							b	c	d	e	f		
	Admission, 0,18 de la course. Avance, 0,005. Ouverture maximum, 0,00475. Avance à l'échappement, 0,55 de la course. Compression, 0,56 de la course.												
Moyenne..	5 54	4 59	0 85	1 65	2 58	40	0 47	0 52	0 59	0 00	0 60	1582	74
	Admission, 0,50 de la course. Avance, 0,00225. Ouverture maximum, 0,00725. Avance à l'échappement, 0,24 de la course. Compression, 0,28 de la course.												
Moyenne..	5 57	4 56	0 85	1 92	2 59	40	0 54	0 45	0 19	0 01	0 77	2588	158
	Admission, 0,42 de la course. Avance, 0,00175. Ouverture maximum, 0,00925. Avance à l'échappement, 0,18 de la course. Compression, 0,22 de la course.												
Moyenne..	5 20	4 45	0 85	2 18	2 69	45	0 61	0 56	0 09	0 01	0 87	5740	499
	Admission, 0,52 de la course. Avance, 0,00425. Ouverture maximum, 0,015. Avance à l'échappement, 0,14 de la course. Compression, 0,18 de la course.												
Moyenne..	5 04	4 45	0 88	2 78	2 28	59	0 66	0 51	0 05	0 01	0 95	4095	218

Admission. — Dans la machine n° 93, la tension moyenne sur le piston, pendant l'admission, atteint :

Pour une admission de $\frac{18}{100}$ de la course du piston, les $\frac{83}{100}$ de la tension de la chaudière;

Pour une admission de $\frac{30}{100}$ de la course du piston, les $\frac{85}{100}$ de la tension de la chaudière;

Pour une admission de $\frac{42}{100}$ de la course du piston, les $\frac{85}{100}$ de la tension de la chaudière.

Ces rapports pour la machine 93 approchent plus de l'unité, représentant la tension dans la chaudière, que pour la machine 94, quoique les avances linéaires des tiroirs soient à peu près les mêmes.

Cette différence provient de ce que la machine 93 a une enveloppe de vapeur autour des cylindres ; d'où il résulte que, le refroidissement des parois intérieures étant presque totalement supprimé, la quantité de vapeur condensée pendant l'admission est moindre que dans la machine 94.

On voit par les diagrammes que la tension de la vapeur dans le cylindre varie pendant l'introduction, pour la machine 93 comme pour la machine 94, avec l'ouverture des lumières et la vitesse du piston.

Détente. — Le travail de détente de la vapeur, dans la position du levier qui correspond à une admission de $\frac{1.8}{100}$ de course, est un peu plus grand que celui de la vapeur pendant l'admission. Quand on admet les $\frac{3.0}{100}$, il est un peu moindre ; et, comme ces deux positions sont celles dont on se sert habituellement pour les charges appliquées à ces machines, on peut en conclure que, dans la machine 93, la détente fournit autant de travail que l'admission. Le résultat étant le même pour la machine 94, il en résulterait que l'enveloppe des cylindres a fort peu d'influence sur la détente de la vapeur.

En examinant ce qui doit se produire dans le cylindre, on est conduit à ce raisonnement.

Indépendamment de la vapeur comme gaz, il se produit, pendant la détente, une vaporisation instantanée¹. En effet, l'eau entraînée et condensée pendant l'admission possède une température correspondante à la tension de la vapeur pendant cette admission. Cette tension, diminuant au fur et à mesure de la détente, permet à l'eau de se vaporiser, et, vu la multiplicité des coups de piston, l'excédant de température entre les cylindres à enveloppe et ceux sans enveloppe ne doit pas être tel qu'il se produise une différence appréciable dans les deux résultats.

Avance à l'échappement. — Dans la machine dont on s'occupe, le recouvrement intérieur a été complètement supprimé ; en conséquence, l'avance à l'échappement prend de très-fortes proportions.

¹ Cela peut être vrai avec une enveloppe autour des cylindres seulement ; mais, quand les fonds sont enveloppés aussi bien que le corps cylindrique, la condensation devient nulle, et par conséquent la vaporisation, pendant la détente, le devient également.

Ainsi, dans la première position, où la détente est poussée le plus loin, elle commence aux $\frac{33}{100}$ de la course du piston, et par cette position la perte qu'elle occasionne n'est même pas appréciable, ainsi qu'on le voit sur les diagrammes et en se reportant au tableau ci-dessus.

Dans la deuxième position, où elle commence aux $\frac{24}{100}$ de la course, le préjudice qu'elle cause n'est que de $\frac{1}{100}$ de la force expansive de la vapeur.

Ces résultats s'expliquent par le peu de tension qu'a la vapeur au moment où la lumière d'échappement s'ouvre; et, comme le volume de vapeur à écouler est considérable, cette vapeur agit encore sur le piston, même après le commencement de l'ouverture de la lumière d'échappement.

Contre-pression. — La contre-pression est complètement nulle; elle n'a lieu que lorsque l'échappement dans la boîte à fumée est à son minimum d'ouverture.

Cette nullité absolue de la contre-pression pendant l'échappement, au premier abord, a lieu d'étonner. Elle est réelle cependant toutes les fois que l'orifice d'échappement est à son maximum d'ouverture et que l'on marche avec une certaine détente. Nous l'avons constatée dans plusieurs expériences que nous avons faites en commun sur le chemin d'Orléans avec M. Thomas, professeur à l'École centrale des arts et manufactures. Elle résulte aussi d'un certain nombre de diagrammes relevés par M. Clark sur des machines anglaises. Le tirage n'a lieu, par conséquent, que pendant la période d'échappement *anticipé*, période pendant laquelle la vapeur déjà fortement détendue descend à une pression peu différente de celle de l'atmosphère. Mais, comme l'échappement anticipé n'a pas lieu en même temps pour les deux cylindres, c'est tantôt la vapeur sortant de l'un des cylindres, tantôt celle sortant de l'autre cylindre, qui met en mouvement l'air de la cheminée et qui produit l'appel. — Pour de moins fortes détentes, la vapeur, ayant conservé, au moment où le piston change de direction, une plus forte tension, les diagrammes accusent une contre-pression plus ou moins sensible, et qui se prolonge pendant un temps plus ou moins long. Pour ne laisser aucun doute sur ce résultat, nous avons supprimé l'action de l'un des cylindres,

et nous avons trouvé que, les machines marchant avec un seul cylindre avec une grande détente, la contre-pression même à des vitesses faibles était sensible, ce qui devait avoir lieu, puisque l'appel produit pendant la marche rétrograde du piston était supprimé.

Compression. — Par suite de la suppression du recouvrement intérieur, la compression, d'après les conditions actuelles de la distribution, a été diminuée autant que possible. Malgré cela, son effet est encore très-nuisible, car, dans la première position, le travail résistant qui en provient est les $\frac{3.9}{100}$ du travail total, et, dans la seconde position, les $\frac{4.9}{100}$. Comme on le voit, elle est beaucoup plus pernicieuse pour la machine 93 que pour la machine 94, bien qu'elle commence plus tôt dans cette dernière, en raison des 9 millimètres de recouvrement intérieur de sa distribution. Ceci tient aux effets de l'enveloppe. En effet, lorsque la compression commence, la vapeur (puisque la contre-pression est nulle) a une atmosphère de tension. Si, pendant que cette vapeur est comprimée, elle suivait la loi de Mariotte, elle arriverait (dans la première position de la machine 93, lorsque le piston est à bout de course) à une tension qui ne serait pas moindre de sept à huit atmosphères, ce qui n'a pas lieu; elle se condense donc, à mesure que sa tension augmente, en abandonnant sa chaleur latente aux parois du cylindre et du piston. Mais, comme dans la machine 93 les parois sont échauffées par la vapeur de l'enveloppe, la condensation est beaucoup moindre que dans la machine 94, ce qui explique les valeurs différentes de la compression pour ces deux machines.

Dans l'origine, la machine 93 avait aussi un recouvrement intérieur de 9 millimètres, d'où la compression était plus considérable qu'actuellement. Dans cette condition, la marche de la machine était excessivement gênée; il était impossible de marcher avec une admission de $\frac{4.8}{100}$ et même de $\frac{3.0}{100}$. Il fallait alors admettre pendant les $\frac{4.2}{100}$, de manière à diminuer notablement la compression et à régler la marche par l'ouverture du régulateur. Mais on conçoit qu'avec un pareil procédé on ne jouissait que très-peu de l'avantage de la détente, et la consommation du combustible en était beaucoup augmentée. On a ensuite réduit le recouvrement intérieur à 4 milli-

mètres ; alors il y a eu amélioration ; puis, en dernier lieu, on l'a complètement supprimé, et l'amélioration n'a fait que croître.

En résumé, on peut conclure que, la distribution de la vapeur se faisant par la coulisse et devant obtenir une détente telle, que l'admission soit de $\frac{20}{100}$ à $\frac{30}{100}$ de course du piston, l'enveloppe est plutôt nuisible qu'utile, puisque ses avantages se réduisent à une petite augmentation de pression sur le piston, et que la compression a lieu dans une plus grande proportion.

Il n'en serait pas de même pour une distribution comme celle de la machine 404, où l'admission est indépendante de l'échappement, et où, par conséquent, on peut modifier la compression à volonté. Dans ce cas, on peut obtenir les avantages de l'enveloppe et éviter ses effets nuisibles.

Dans l'emploi de l'enveloppe, on craignait, en principe, qu'elle ne communiquât aux cylindres une température telle, que les pistons, qui sont animés d'une assez grande vitesse dans les machines locomotives, ne vinsent à gripper. L'expérience a prouvé que ces craintes n'étaient pas fondées, et les pistons de la machine 93 n'ont jamais plus souffert que ceux des machines à cylindres simples.

MACHINE A MARCHANDISES DE LA COMPAGNIE D'ORLÉANS, N° 404 (ANCIEN 47), CONSTRUITE PAR STEPHENSON EN 1845. — MODIFIÉE EN 1849 PAR M. POLONCEAU POUR L'APPLICATION D'UNE DISTRIBUTION AVEC DEUX TIROIRS INDÉPENDANTS.

La distribution de la machine 404 se fait au moyen de deux tiroirs : l'un pour l'admission, l'autre pour l'échappement (disposition décrite page 564).

Le tiroir d'admission est commandé par une coulisse double, et celui d'échappement par des pieds de biche placés sur les mêmes barres d'excentrique.

Au moyen de cette disposition, la compression et l'avance à l'échappement restent constantes, quel que soit le degré de détente qu'on veuille obtenir.

L'angle d'avance est de 55° pour la marche en avant et celle en arrière.

Le rayon d'excentricité est de 63 millimètres.

Le recouvrement extérieur total est de 61 millimètres.

La course des pistons est de 510 millimètres.

Le diamètre des cylindres est de 400 millimètres.

Le diamètre des roues motrices est de 1^m,365.

Résultats des essais.

	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR DANS LA CHAUDIÈRE, EN ATMOSPHÈRES.	TENSION ABSOLUE MOYENNE DE LA VAPEUR SUR LE PISTON PENDANT L'ADMISSION, EN ATMOSPH. RAPPORT ENTRE CES DEUX TEN- SIONS, CELLE DE LA CHAUDIÈRE ÉTANT PRISE POUR UNITÉ.	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR AU COMMENCEMENT DE L'ÉCHAPPE- MENT, EN ATMOSPHÈRES.	VITESSE DU PISTON.	VITESSE CORRESPONDANTE DE LA MACHINE SUR LA VOIE, EN KILOMÈTRES, À L'HEURE.	RAPPORTS.					TRAVAIL MÉCANIQUE DÉVELOPPÉ SUR UN CÔTÉ DU PISTON, EN KILOGRAMMÈRES.	FORCE EN CHEVAUX SUR LES PIS- TONS POUR LA MACHINE ENTIÈRE, ET PAR TOUR DE ROUE.	
						<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>			
	Admission, 0,56 de la course. Avance, 0,004. Ouverture maximum, 0,009. Avance à l'échappement, 0,040. Compression, 0,040.												
Moyenne.	4 52	4 54	0 96	2 07	1 44	27	0 49	0 50	0 011	0 00	0 98	2255	119
	Admission, 0,45 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,012. Avance à l'échappement, 0,040. Compression, 0,040.												
Moyenne.	4 46	4 52	0 97	2 45	1 36	25	0 56	0 45	0 01	0 00	0 98	2178	116
	Admission, 0,55 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,015. Avance à l'échappement, 0,040. Compression, 0,040.												
Moyenne.	4 52	4 15	0 96	2 68	1 36	25	0 60	0 59	0 01	0 00	0 98	2590	128
	Admission, 0,60 de la course. Avance, 0,0025. Ouverture maximum, 0,0175. Avance à l'échappement, 0,040. Compression, 0,040.												
Moyenne.	4 42	4 28	0 97	2 86	1 30	24	0 67	0 52	0 012	0 00	0 98	2590	128
	Admission, 0,66 de la course. Avance, 0,0015. Ouverture maximum, 0,021. Avance à l'échappement, 0,040. Compression, 0,040.												
Moyenne.	4 50	4 41	0 98	5 05	1 17	22	0 74	0 25	0 01	0 00	0 98	2250	120
	Admission, 0,72 de la course. Avance, 0,001. Ouverture maximum, 0,0255. Avance à l'échappement, 0,040. Compression, 0,040.												
Moyenne.	4 67	4 57	0 98	5 55	1 25	28	0 77	0 25	0 01	0 00	0 98	2457	150

Admission. — Pendant l'admission, la tension de la vapeur sur le piston atteint, pour toutes les positions du levier et à une vitesse de 2 mètres par seconde, les $\frac{96}{100}$ de la tension de la chaudière.

Cela tient à ce que les ouvertures maximum des lumières ne vont pas au-dessous de 9 millimètres, conséquence de l'avance linéaire du tiroir et du peu de détente qui a lieu d'après les dispositions de la distribution.

Dans le cas de la distribution de la machine 404, où la compression est constante, une grande avance du tiroir n'est pas nuisible, car son effet consiste à remplir le volume des lumières et donne, par conséquent, très-peu de résistance à la marche rétrograde du piston.

D'un autre côté, elle permet d'obtenir des ouvertures maximum telles, que la conséquence est presque l'établissement d'équilibre entre la chaudière et le piston.

Détente. — Dans la machine 404, la détente n'est poussée que jusqu'à 0,36 de la course du piston, et la tension de la vapeur à ce point, lorsque l'échappement commence, est encore de près de deux atmosphères.

La détente de la vapeur n'est donc pas complètement utilisée, et cette perte serait encore bien plus sensible si, au lieu de cinq atmosphères, timbre de la chaudière, ce chiffre était porté à huit, comme dans les nouvelles machines.

Avance à l'échappement. — L'admission étant indépendante de l'échappement, on a pu donner à celui-ci une avance qui ne dépasse pas 40 millimètres ou $\frac{7}{100}$ de la course du piston ; c'est un avantage, car, *bien qu'on ait vu dans les machines précédentes que l'avance à l'échappement est peu nuisible, surtout lorsque la détente est poussée à sa limite, il est bon de ne pas négliger la suppression de cette perte lorsqu'il arrive, comme dans cette distribution, que cela n'entraîne à aucune conséquence fâcheuse.*

Contre-pression. — Bien que l'avance constante de l'échappement ne soit que de 40 millimètres ou $\frac{7}{100}$ de la course du piston, la contre-pression n'est sensible que dans les dernières positions du levier.

Il n'en est pas de même lorsque l'échappement dans la boîte à

fumée est ouvert au minimum. Dans ce cas, le travail résistant de la contre-pression absorbe une partie notable du travail de la puissance.

Compression. — La compression est constante pour chaque position du levier; elle commence, comme l'avance à l'échappement, à $\frac{8}{100}$ de la course du piston.

L'examen des diagrammes indique clairement le peu d'importance de son effet nuisible, eu égard au travail résistant qu'elle fait naître, ou, en d'autres termes, à la puissance de la machine.

Les avantages de cette distribution consistent donc à réduire le travail résistant de la compression et aussi la perte par l'avance à l'échappement.

Il est à remarquer que l'effet nuisible de la compression avec une distribution ordinaire, à une admission de $\frac{3.6}{10.0}$ et avec des lumières comme celles qui existent, n'aurait pas été plus préjudiciable; d'où il résulte que cette nouvelle disposition de distribution n'a donné aucune amélioration, et cela parce que les différentes parties constituant la distribution ont été mal combinées.

MACHINE EXPRESS DE LA COMPAGNIE D'ORLÉANS, N° 268, CONSTRUITE AUX ATELIERS
D'IVRY. — ÉTUDIÉE EN 1853 PAR M. C. POLONCEAU.

La distribution de la vapeur sur les pistons se fait, dans la machine 268, au moyen de la coulisse Stephenson.

L'angle d'avance est de 30° pour la marche en avant.

L'angle d'avance est de 30° pour la marche en arrière.

La course des excentriques est de 120 millimètres.

Le recouvrement extérieur total est de 60 millimètres.

Le recouvrement intérieur est de 4 millimètres.

La course des pistons est de 600 millimètres.

Le diamètre des cylindres est de 400 millimètres.

Le diamètre des roues motrices est de 2^m,010.

Résultats des essais.

	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR DANS LA CHAUDIÈRE, EN ATMOSPHÈRES.	TENSION ABSOLUE MOYENNE DE LA VAPEUR SUR LE PISTON PENDANT L'ADMISSION, EN ATMOSPH.	RAPPORT ENTRE CES DEUX TEN- SIONS, CELLE DE LA CHAUDIÈRE ÉTANT PRISE POUR UNITÉ.	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR AU COMMENCEMENT DE L'ÉCHAPPE- MENT, EN ATMOSPHÈRES.	VITESSE DU PISTON.	VITESSE CORRESPONDANTE DE LA MACHINE SUR LA VOIE, EN KILOMÈTRES, A L'HEURE.	RAPPORTS.					TRAVAIL MÉCANIQUE DÉVELOPPÉ SUR UN CÔTÉ DU PISTON, EN KILOGRAMMÈTRES.	FORCE EN CHEVAUX SUR LES PIS- TONS POUR LA MACHINE ENTIÈRE ET PAR TOUR DE ROUE.
							b	c	d	e	f		
	a	a	a	a	a								
	Admission, 0,18 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,0065. Avance à l'échappement, 0,50 de la course. Compression, 0,41 de la course.												
Moyenne..	7 53	6 74	0 92	2 44	2 00	58	0 58	0 58	0 25	0 02	0 72	5179	169
	Admission, 0,24 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,0075. Avance à l'échappement, 0,25 de la course. Compression, 0,55 de la course.												
Moyenne..	7 53	6 69	0 91	2 68	1 90	56	0 45	0 35	0 18	0 01	0 79	5638	195
	Admission, 0,33 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,009. Avance à l'échappement, 0,20 de la course. Compression, 0,51 de course.												
Moyenne..	7 02	6 46	0 92	2 95	1 94	56	0 51	0 46	0 12	0 01	0 84	4250	226
	Admission, 0,42 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,0115. Avance à l'échappement, 0,17 de la course. Compression, 0,26 de la course.												
Moyenne..	6 96	6 53	0 91	5 16	1 65	51	0 58	0 59	0 09	0 01	0 89	4467	258

Admission. — On voit, d'après le tableau qui précède, que la pression moyenne de la vapeur sur les pistons, pendant l'admission, approche de la pression de la chaudière.

Ainsi, pour la première position ou admission de $\frac{18}{100}$, elle est de $\frac{92}{100}$.

Ainsi, pour la deuxième position ou admission de $\frac{24}{100}$, elle est de $\frac{91}{100}$.

Ainsi, pour la troisième position ou admission de $\frac{33}{100}$, elle est de $\frac{92}{100}$.

Pour chaque position du levier ces rapports sont à peu près

égaux, parce que, d'après la disposition même de la distribution, les avances du tiroir restent constantes. Ainsi, dans ce système de machine, lorsqu'on change le degré d'admission, c'est le coulisseau qui commande la tige du tiroir, tandis que, dans les machines 93 et 94, la coulisse elle-même joue ce rôle, et, dans ce cas, suivant que les barres d'excentriques sont croisées ou non, l'avance du tiroir va en diminuant ou en augmentant, à mesure qu'on détend davantage.

Dans la machine 268, la commande du coulisseau de secteur est combinée de telle manière, que, quel que soit le degré de détente, les avances ne changent pas sensiblement.

L'avance linéaire du tiroir (avance à contre-vapeur) pour la machine 268 étant de 5 millimètres et demi, le piston, dans sa course rétrograde, est forcé de refouler la vapeur pendant que le tiroir parcourt cette avance. C'est une résistance qui s'ajoute à celle de la compression. Cette résistance est fâcheuse surtout au moment du démarrage. La vapeur comprimée dans l'espace nuisible par la compression suffit d'ailleurs pour faciliter la marche du piston au moment du changement de direction. Il y a donc intérêt à diminuer cette avance linéaire. On y parvient en modifiant l'angle de calage de manière à obtenir seulement 2 millimètres et demi à 3 millimètres d'avance linéaire; on évite suffisamment avec cette avance le retard qui a lieu par suite de l'usure des pièces, et l'ouverture maximum de la lumière n'en est que légèrement modifiée.

Détente. — La détente, dans la machine n° 268, joue un grand rôle par suite de la tension élevée de la vapeur dans la chaudière. Cette machine est timbrée à huit atmosphères.

Le tableau précédent indique que la détente, pour une admission de $\frac{18}{100}$ de la course du piston, s'élève à une valeur de $\frac{58}{100}$ de la force expansive totale, tandis que l'admission ne compte que pour les $\frac{39}{100}$.

Il est donc très-avantageux de marcher à haute pression et à grande détente.

Dans les conditions de détente de la machine 268, la vapeur a encore, au moment où l'échappement commence, une tension de une atmosphère et demie de plus que la pression atmosphérique, ce

qui est bien suffisant pour obtenir un tirage et une activité de combustion convenables.

Avance à l'échappement. — L'avance à l'échappement, n'agissant que sur de la vapeur à une faible tension, n'exerce, dans la machine 268 comme dans les précédentes, qu'une influence peu sensible sur la pression motrice.

Contre-pression. — Il n'a été trouvé aucune trace de contre-pression.

Compression. — La compression dans la machine 268, avec la distribution indiquée ci-devant, donne lieu à un grand travail résistant; elle absorbe les $\frac{25}{100}$ du travail de la vapeur pour une admission de $\frac{18}{100}$; et pour celle de $\frac{24}{100}$ les $\frac{18}{100}$. La première de ces deux positions est celle dont on se sert le plus pour le service auquel ces machines sont affectées.

On se trouve ainsi conduit à diminuer la compression autant que possible. A cet effet, on a supprimé totalement le recouvrement intérieur, ce qui a modifié les valeurs de l'avance à l'échappement et de la compression ainsi qu'il suit :

POSITIONS DU LEVIER.		4 ^e	5 ^e	2 ^e	1 ^{re}
Avance à l'échappement, en centièmes de course.	0 16	0 19	0 23	0 28	0 33
Compression, en centièmes de course.	0 20	0 24	0 27	0 33	0 37

D'après de nouveaux diagrammes obtenus avec cette modification à la distribution, on a trouvé les résultats consignés dans le tableau ci-après, où l'on remarque que les effets nuisibles de la compression ont été diminués, mais pas autant qu'il serait à désirer, la présence de la coulisse créant des impossibilités.

La marche de la machine a été toutefois améliorée et un cran de détente plus élevé a été jugé nécessaire.

L'admission à ce nouveau cran est de $\frac{13}{100}$.

La machine n° 270, à laquelle on a supprimé aussi le recouvre-

ment intérieur, a éprouvé une amélioration notable qui lui permet de marcher à une détente plus prononcée, ce qui n'était pas possible avant la modification.

MÊME MACHINE 263. — DISTRIBUTION MODIFIÉE, RECOUVREMENT INTÉRIEUR SUPPRIMÉ.

Résultats des essais.

	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR DANS LA CHAUDIÈRE, EN ATMOSPHÈRES.	TENSION ABSOLUE MOYENNE DE LA VAPEUR SUR LE PISTON PENDANT L'ADMISSION, EN ATMOSPHÈRES.	RAPPORT ENTRE CES DEUX TENSIONS, CELLE DE LA CHAUDIÈRE ÉTANT PRISE POUR UNITÉ.	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR AU COMMENCEMENT DE L'ÉCHAPPEMENT, EN ATMOSPHÈRES.	VITESSE DU PISTON.	VITESSE CORRESPONDANTE DE LA MACHINE SUR LA VOIE, EN KILOMÈTRES, À L'HEURE.	RAPPORTS.					TRAVAIL MÉCANIQUE DÉVELOPPÉ SUR UN CÔTÉ DU PISTON, EN KILOGRAMMÈTRES.	FORCE EN CHEVAUX SUR LES PISTONS POUR LA MACHINE ENTIÈRE ET PAR TOUR DE ROUE.
							b	c	d	e	f		
	a	a	a	a	a								
	Admission, 0,18 de la course. Avance, 0,055. Ouverture maximum, 0,0065. Avance à l'échappement, 0,55 de la course. Compression, 0,57 de la course.												
Moyenne.	7 32	6 24	0 92	2 37	1 93	37	0 59	0 58	0 21	0 015	0 76	5086	164
	Admission, 0,24 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,0075. Avance à l'échappement, 0,28 de la course. Compression, 0,53 de la course.												
Moyenne.	7 11	6 52	0 89	2 52	1 98	57	0 44	0 55	0 16	0 02	0 81	5627	195
	Admission, 0,58 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,009. Avance à l'échappement, 0,25 de la course. Compression, 0,27 de la course.												
Moyenne.	7 18	6 17	0 86	2 77	2 16	41	0 51	0 47	0 15	0 01	0 85	4651	248
	Admission, 0,42 de la course. Avance, 0,0055. Ouverture maximum, 0,0115. Avance à l'échappement, 0,19 de la course. Compression, 0,24 de la course.												
Moyenne.	6 80	6 52	0 89	2 95	1 92	56	0 56	0 41	0 11	0 01	0 89	4728	252

MACHINE A MARCHANDISES DE LA COMPAGNIE D'ORLÉANS, N° 756 (ANCIEN 530), CONSTRUITE AUX ATELIERS D'IVRY. — CYLINDRES ORDINAIRES DE 0,420 DE DIAMÈTRE. — ÉTUDIÉE EN 1854 PAR M. C. POLONCEAU.

La distribution de la vapeur sur les pistons se fait, dans la machine 756, au moyen de la coulisse Stephenson.

Les cylindres sont ordinaires, c'est-à-dire sans enveloppe.

La course de l'excentrique est de 120 millimètres.

L'angle d'avance pour la marche en avant et pour la marche en arrière est de 30°, correspondant à 30 millimètres d'avance à l'excentrique.

Le recouvrement extérieur total est de 60 millimètres.

Le recouvrement intérieur total est de 4 millimètres.

La course du piston est de 650 millimètres.

Le diamètre des cylindres est de 420 millimètres.

Le diamètre des roues motrices au contact est de 1^m,355, et le développement donne : $3.14 \times 1.355 = 4^m,255$.

Résultats des essais.

	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR DANS LA CHAUDIÈRE, EN ATMOSPHÈRES.	TENSION ABSOLUE MOYENNE DE LA VAPEUR SUR LE PISTON PENDANT L'ADMISSION, EN ATMOSPHÈRES, CELLE DE LA CHAUDIÈRE ÉTANT PRISE POUR UNITÉ.	RAPPORT ENTRE CES DEUX TENSIONS, CELLE DE LA CHAUDIÈRE ÉTANT PRISE POUR UNITÉ.	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR AU COMMENCEMENT DE L'ÉCHAPPEMENT, EN ATMOSPHÈRES.	VITESSE DU PISTON.	VITESSE CORRESPONDANTE DE LA MACHINE SUR LA VOIE, EN KILOMÈTRES, À L'HEURE.	RAPPORTS.					TRAVAIL MÉCANIQUE DÉVELOPPÉ SUR UN CÔTÉ DU PISTON, EN KILOGRAMMÈTRES.	FORCE EN CHEVAUX SUR LES PISTONS POUR LA MACHINE ENTIÈRE ET PAR TOUR DE ROUE.
							b	c	d	e	f		
	a	a	a	a	a								
	Admission, 0,22 de la course. Avance, 0,006. Ouverture maximum, 0,007. Avance à l'échappement, 0,29 de la course. Compression, 0,58 de la course.												
Moyenne..	6 87	5 28	0 77	1 86	2 54	28	0 48	0 50	0 40	0 00	0 58	2539	156
	Admission, 0,30 de la course. Avance, 0,006. Ouverture maximum, 0,008. Avance à l'échappement, 0,25 de la course. Compression, 0,35 de la course.												
Moyenne..	7 01	5 82	0 85	2 55	2 00	24	0 52	0 46	0 20	0 00	0 78	5901	208
	Admission, 0,37 de la course. Avance, 0,006. Ouverture maximum, 0,010. Avance à l'échappement, 0,19 de la course. Compression, 0,28 de la course.												
Moyenne..	6 77	6 02	0 89	2 50	1 85	22	0 58	0 59	0 15	0 01	0 85	4485	259
	Admission, 0,44 de la course. Avance, 0,006. Ouverture maximum, 0,011. Avance à l'échappement, 0,16 de la course. Compression, 0,25 de la course.												
Moyenne..	6 85	6 50	0 92	2 95	1 85	22	0 57	0 42	0 11	0 01	0 87	5758	507

Admission. — Pendant le temps de l'admission, la tension de la vapeur dans les cylindres n'atteint pas celle de la chaudière, et la différence est d'autant plus sensible que la lumière d'introduction est moins découverte.

Ainsi, pour $\frac{22}{100}$ d'admission, la pression moyenne sur le piston est de 0.77 de celle dans la chaudière.

Ainsi, pour $\frac{30}{100}$ d'admission, la pression moyenne sur le piston est de 0.83 de celle dans la chaudière.

Ainsi, pour $\frac{37}{100}$ d'admission, la pression moyenne sur le piston est de 0.89 de celle dans la chaudière.

Ainsi, pour $\frac{44}{100}$ d'admission, la pression moyenne sur le piston est de 0.92 de celle dans la chaudière.

Dans ce système de machines, la coulisse est fixe ; c'est le coulisseau qui déplace le tiroir, et, quel que soit le cran de la détente, les avances restent constantes.

Le volume de vapeur introduit avec 6 millimètres d'avance à l'admission se trouve refoulé avec la vapeur comprimée dans la marche rétrograde du piston.

En effet, lorsque la compression a lieu, la vapeur se condense au fur et à mesure que la tension augmente, en abandonnant sa chaleur latente aux parois du cylindre et au piston, qui se mettent en équilibre de température; il en résulte plus ou moins de condensation, suivant que le volume de vapeur qui s'introduit depuis le commencement de la course jusqu'à la fin de l'admission est moindre ou plus considérable, et que la vitesse du piston est plus ou moins grande.

Quand le piston a une vitesse de 2^m,56 par seconde, correspondant à 28 kilomètres de vitesse normale sur la voie, la pression moyenne sur les pistons est les 0.80 de celle de la chaudière, et pour des admissions de 30, 37 et $\frac{44}{100}$ cette différence décroît au fur et à mesure que la vitesse diminue.

Même observation pour cette machine que pour celles 93 et 94, sur la variation de la tension de la vapeur pendant l'introduction.

On remarque sur les diagrammes relevés au démarrage que la compression est accusée par une courbe concave S. Cela tient à ce que, les cylindres étant froids, la vapeur comprimée arrive promp-

tement à fournir aux parois du cylindre le maximum de chaleur latente dont elle peut se dépouiller, et, quoique la compression continue, la tension n'augmentant pas, il s'ensuit qu'elle ne croît pas proportionnellement au chemin parcouru par le piston. Il y a condensation.

Quand on est en vitesse, l'introduction souvent répétée de la vapeur conserve aux cylindres une température voisine de celle de la vapeur introduite; au moment de la compression, la vapeur se dépouille fort peu de sa chaleur latente, et par suite la tension croît presque proportionnellement au chemin parcouru : on obtient alors une courbe convexe.

Détente. — D'après le tableau qui précède, le travail de la vapeur, lorsque la détente commence aux $\frac{22}{100}$ de la course, est un peu plus grand dans la période de détente que dans celle d'admission, et la tension de la vapeur au commencement de l'échappement est encore suffisante pour se précipiter dans l'atmosphère, puisqu'elle possède alors en moyenne $0^{\circ},85$ atmosphères (la tension absolue de la vapeur dans la chaudière étant de sept atmosphères).

Pour une admission de $\frac{30}{100}$, le travail pendant l'admission est un peu plus grand que pendant la détente, et, comme ces deux positions sont celles dont on se sert habituellement dans la marche, on peut conclure que le travail de la détente est sensiblement égal au travail pendant l'admission.

Le tableau suivant indique les rendements de la détente aux différents degrés d'admission, la force expansive de la vapeur pendant l'admission étant prise pour unité.

POSITIONS.	4 ^e	5 ^e	2 ^e	1 ^{re}
Admission en centièmes.	0 44	0 57	0 50	0 22
Détente en centièmes.	0 56	0 63	0 70	0 78
Valeur de la force expansive de la vapeur pendant la détente, rapportée à la force expansive pendant l'admission prise pour unité.	Il n'a pas été relevé assez de diagrammes pour avoir une moyenne exacte.		0 67	0 89
				1 04

On voit par les résultats ci-dessus que le diamètre des cylindres permet une détente de 78 p. 100.

Ces résultats sont ceux obtenus sur les diagrammes, et la détente est non-seulement fournie par le volume de vapeur engendré par le piston pendant l'admission, mais bien par ce volume augmenté de celui de la lumière et du jeu du piston au plateau du cylindre; conséquemment, si on veut obtenir la détente fournie par un volume V de vapeur, on a :

$$V + V' : \begin{matrix} (0.67) \\ (0.89) \\ (1.04) \end{matrix} :: V : x, \text{ d'où } x = \frac{V}{V + V'} \times \begin{matrix} (0.67) \\ (0.89) \\ (1.04) \end{matrix}.$$

V étant le volume engendré par le piston,

V' le volume du jeu et de la lumière.

Les chiffres ci-dessus sont modifiés comme suit :

4 ^e	position		
3 ^e	—	0.58	au lieu de 0.67.
2 ^e	—	0.74	— 0.89.
1 ^{re}	—	0.81	— 1.04.

Avance à l'échappement. — L'avance à l'échappement, n'agissant que sur de la vapeur à une faible tension, ne produit qu'une faible perte, quel que soit le degré d'admission. Cette perte se traduit, pour une admission de $\frac{44}{100}$, par 0.01 du travail total.

On peut donc varier cette avance dans des proportions assez larges sans que le rendement de la détente en soit affecté.

Contre-pression. — Le recouvrement intérieur prolongeant la détente, la vapeur se trouve dépouillée de presque toute sa force élastique au moment où commence l'échappement anticipé. Il en résulte qu'elle ne peut s'échapper dans l'atmosphère, et que la quantité foulée par le piston dans la marche rétrograde en est augmentée, ce qui produit un accroissement de la compression, soit de la résistance due à la compression, qui d'ailleurs est assez prolongée par le fait du recouvrement intérieur.

Compression. — La compression, d'après la distribution de la machine 756, forme donc une grande résistance. Pour une admission de $\frac{22}{100}$, elle absorbe les 0.40 du travail de la vapeur, et pour une admission de 0.50, les 0.20.

Voulant diminuer cette résistance excessive, on a été conduit à supprimer totalement le recouvrement intérieur; de nouveaux diagrammes ont été relevés sur la machine après cette modification.

Le tableau ci-dessous renferme les résultats de ces calculs et démontre les avantages obtenus.

MÊME MACHINE 756 (ANCIEN 550). — DISTRIBUTION MODIFIÉE.

Résultats des essais.

	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR DANS LA CHAUDIÈRE, EN ATMOSPHÈRES.	TENSION ABSOLUE MOYENNE DE LA VAPEUR SUR LE PISTON, PENDANT L'ADMISSION, EN ATMOSPHÈRES.	RAPPORT ENTRE CES DEUX TENSIONS, CELLE DE LA CHAUDIÈRE ÉTANT PRISE POUR UNITÉ.	TENSION ABSOLUE DE LA VAPEUR AU COMMENCEMENT DE L'ÉCHAPPEMENT, EN ATMOSPHÈRES.	VITESSE DU PISTON.	VITESSE CORRESPONDANTE DE LA MACHINE SUR LA VOIE, EN KILOMÈTRES, À L'HEURE.	RAPPORTS.					TRAVAIL MÉCANIQUE DÉVELOPPÉ SUR UN CÔTÉ DU PISTON, EN KILOGRAMMÈTRES.	FORCE EN CHEVAUX SUR LES PISTONS POUR LA MACHINE ENTIÈRE ET PAR TOUR DE ROUE.
							b	c	d	e	f		
	a	a	a	a	a								
	Admission, 0,22 de la course. Avance, 0,006. Ouverture maximum, 0,007. Avance à l'échappement, 0,51 de la course. Compression, 0,56 de la course.												
Moyenne.	6 91	5 94	0 86	2 50	1 84	22	0 44	0 54	0 21	0 01	0 77	5145	168
	Admission, 0,50 de la course. Avance, 0,006. Ouverture maximum, 0,008. Avance à l'échappement, 0,25 de la course. Compression, 0,51 de la course.												
Moyenne.	6 90	6 14	0 89	2 65	1 81	21	0 49	0 48	0 14	0 015	0 85	4439	257
	Admission, 0,57 de la course. Avance, 0,006. Ouverture maximum, 0,010. Avance à l'échappement, 0,21 de la course. Compression, 0,26 de la course.												
Moyenne.	7 00	6 51	0 95	3 04	1 66	19	0 54	0 44	0 11	0 02	0 86	5051	269
	Admission, 0,44 de la course. Avance, 0,006. Ouverture maximum, 0,011. Avance à l'échappement, 0,18 de la course. Compression, 0,25 de la course.												
Moyenne.	7 57	7 00	0 95	3 75	1 27	15	0 57	0 41	0 06	0 02	0 88	4896	260

En supprimant le recouvrement intérieur, les valeurs de la compression et de l'avance à l'échappement ont été modifiées comme suit :

POSITIONS.					4 ^e	5 ^e	2 ^e	1 ^{re}
Échappement.	0 08	0 09	0 45	0 15	0 18	0 21	0 25	0 31
Compression.	0 41	0 42	0 48	0 20	0 25	0 26	0 31	0 36

On voit, par le tableau qui précède, que la tension moyenne de la vapeur (pendant l'admission) sur les pistons se rapproche davantage de celle de la chaudière; ainsi, pour :

$\frac{22}{100}$ d'admission, le rapport entre ces deux tensions est les 0.86 ¹ , au lieu de 0.77. Différence.	0.09
$\frac{30}{100}$ d'admission, le rapport entre ces deux tensions est les 0.89, au lieu de 0.83. Différence.	0.06
$\frac{37}{100}$ d'admission, le rapport entre ces deux tensions est les 0.93, au lieu de 0.89. Différence.	0.04
$\frac{44}{100}$ d'admission, le rapport entre ces deux tensions est les 0.95, au lieu de 0.91. Différence.	0.04
Ensemble.	<u>0.25</u>
	4
Moyenne.	0.06

C'est une augmentation de puissance, dont l'effet moyen est représenté, pour les deux cylindres, par

$4 \times 0.06 \times 1.033 \times \pi \times 0.21^2 = 545$ kilogrammes par tour de roue.

Détente. — En examinant les diagrammes, on remarque que la tension de la vapeur se maintient beaucoup mieux pendant la durée de l'admission; la détente ayant lieu moins prématurément, il en résulte un travail qui se traduit, pour une admission de $\frac{22}{100}$, par les 0.54 du travail total. Or, ces machines étant timbrées à huit atmosphères, il y aura avantage à marcher à haute pression et à grande détente.

¹ Voir les tableaux des pages 707 et 711

RENDEMENT DE LA DÉTENTE, LE TRAVAIL DE LA VAPEUR PENDANT L'ADMISSION
ÉTANT PRIS POUR UNITÉ.

POSITIONS.	4 ^e	3 ^e	2 ^e	1 ^{re}
Admission en centièmes.	0 44	0 37	0 30	0 22
Détente en centièmes.	0 56	0 63	0 70	0 78
Valeur du travail pendant la détente, rapporté au travail pendant l'admission pris pour unité.	0 71	0 81	0 97	1 25
<i>Distribution non modifiée.</i>	»	0 67	0 89	1 04
				Différence. 0 21

On voit que pour une détente de 0.78 il y a 0.21 en plus du travail utilisé.

En calculant comme précédemment, les valeurs ressortant du tableau ci-dessus donnent :

Pour la 4^e position 0.62 au lieu de 0.71;

— 3^e — 0.69 — 0.81;

— 2^e — 0.80 — 0.97;

— 1^{re} — 0.97 — 1.25.

Avance à l'échappement. — L'avance à l'échappement prend d'assez larges proportions, puisque, pour $\frac{2.2}{100}$ d'admission, elle est les $\frac{3.4}{100}$ de la course du piston. Son effet, pour cette position, est peu appréciable; elle ne cause que le préjudice de 0.01 du travail total.

Pour $\frac{3.0}{100}$ d'admission, elle est les $\frac{2.5}{100}$ de la course du piston, et son effet nuisible n'est que de 0.015.

Ces résultats s'expliquent en observant que la tension de la vapeur au commencement de l'échappement étant encore en moyenne de 1,50 atmosphère, déduction faite de la pression atmosphérique, il en résulte que la vapeur agit encore sur les pistons, bien que la

lumière d'échappement soit découverte, le volume de vapeur à écouler étant considérable.

Contre-pression. — Il est évident, à l'inspection des diagrammes, que le piston n'est soumis à aucune contre-pression; il n'en a été trouvé de traces que lorsque l'échappement était à son minimum d'ouverture.

La section de l'échappement complètement ouvert est de $0^{\text{m}^2},0187$ ou les 0.13 de la surface du piston; complètement serré, il est de 0.0049 ou les 0.035.

Compression. — La compression a été notablement diminuée, puisque, dans la quatrième position, elle n'absorbe plus que les 0.21 du travail, au lieu de 0.40, et pour la troisième position 0.14, au lieu de 0.20.

COMPARAISON DES RÉSULTATS OBTENUS SUR LA MACHINE 736, AVANT ET APRÈS
LA MODIFICATION DE LA DISTRIBUTION.

Résumé.

La suppression du recouvrement intérieur a notablement augmenté la puissance de la machine, puisque, pour :

La première position (correspondant à la plus faible admission), le travail utilisé est les 0.77¹ du travail total au lieu d'être les. 0.58

La deuxième position, le travail utilisé est les 0.83 du travail total au lieu d'être les. 0.78

La troisième position, le travail utilisé est les 0.86 du travail total au lieu d'être les. 0.83

La quatrième position, le travail utilisé est les 0.88 du travail total au lieu d'être les. 0.87

Ces différences vont en décroissant, parce que, évidemment, pour $\frac{44}{100}$ d'admission (quatrième position), la compression donne un travail résistant pour ainsi dire nul; tandis qu'il n'en est pas de même pour la première position ou admission de $\frac{22}{100}$, le travail résistant de la compression étant les 0.40 du travail total.

De plus, la contre-pression a été complètement supprimée, la

¹ Voir les tableaux des pages 707 et 711.

compression notablement diminuée, et, si on pouvait augmenter les ouvertures pour une même détente, il y aurait encore augmentation de puissance; mais, l'avance linéaire étant dépendante de l'ouverture, on se trouve en présence d'une impossibilité.

La marche néanmoins a été relevée d'un cran; on n'a pu obtenir que quelques diagrammes avec une vitesse de 2 mètres et 1^m,70 au piston, donnant :

Une admission de 0.16,

Une détente de 0.84,

Une compression de 0.40,

Et un échappement de 0.55.

Considérations générales.

Recouvrement intérieur. — On voit, par ce qui précède, que les dispositions qui conviennent pour l'établissement d'une bonne distribution sur un système de machines ne sont pas toujours applicables indistinctement, pour arriver au même but, sur un autre système. Ainsi, par exemple, une machine timbrée à cinq ou six atmosphères, ayant des cylindres d'un diamètre assez faible, et obligée, pour obtenir une force de traction donnée, d'admettre pendant les $\frac{40}{100}$ à $\frac{50}{100}$ de la course du piston, aura évidemment de l'avantage à posséder de 10 à 12 millimètres de recouvrement intérieur, parce que cette disposition aura pour résultat de prolonger la détente qui n'était pas arrivée à sa limite, vu la longueur de l'admission, et que, d'un autre côté, la compression qui correspond à une admission de $\frac{40}{100}$ à $\frac{50}{100}$ étant faible, peut être augmentée sans devenir préjudiciable, et peut même devenir utile si le volume des lumières est considérable; donc, dans ce cas seulement, le recouvrement intérieur est nécessaire.

Mais il n'en serait pas de même si la machine, d'après le diamètre de ses cylindres et la tension élevée de la chaudière, n'était appelée à admettre que pendant les $\frac{20}{100}$ de course pour produire l'effet demandé, car, dans ce cas, le prolongement de la détente par le recouvrement intérieur donnerait un bénéfice presque nul, puisqu'il agirait sur de la vapeur déjà dépouillée de sa force élas-

tique, tandis qu'il augmenterait notablement la compression, qui, à $\frac{20}{100}$ d'admission, est fort considérable, surtout si le volume des lumières est faible; donc, dans ce dernier cas, le recouvrement intérieur est nuisible.

Il est donc impossible d'établir des règles fixes pour l'emploi du recouvrement intérieur; son absence ou sa présence doivent être jugés nécessaires d'après les conditions dans lesquelles on se trouve.

Avance linéaire du tiroir. — *L'avance à contre-vapeur ne peut non plus être fixée invariablement.*

Ainsi, dans la machine n° 404, elle n'est pas nuisible, parce que la compression est faible et qu'alors l'avance à contre-vapeur a pour mission le remplissage des lumières, tandis que dans les machines 268 et 736, où la compression opère ce remplissage, elle devient préjudiciable en déterminant le refoulement de la vapeur dans la chaudière par le piston et augmentant la résistance; il est donc nécessaire dans ce cas d'user de l'avance avec modération, et 5 millimètres et demi à 6 millimètres doivent être considérés comme un maximum. 2 ou 3 millimètres, 4 millimètres même, seraient suffisants pour le jeu des pièces et ne diminueraient pas sensiblement l'ouverture maximum des lumières.

Dans les machines où la coulisse se déplace et où l'avance diminue au fur et à mesure que l'admission augmente, lorsque, la manivelle motrice étant au point mort du côté opposé au mécanisme, les barres d'excentriques affectent une position simplement parallèle à l'axe du mouvement, on donne 4 ou 5 millimètres d'avance à contre-vapeur au plus fort cran de détente, parce que, les avances allant en diminuant, il arrive que, pour certaines positions, on obtient même du retard à l'admission; dans ce cas, l'avance de 4 ou 5 millimètres est motivée; mais il n'en est pas ainsi pour les machines 268 et 736, où la disposition même du mécanisme de distribution donne des avances constantes.

Emploi de deux tiroirs. — L'emploi de deux tiroirs, dont l'un pour l'admission et l'autre pour l'échappement (comme dans la machine 404), a pour objet de renfermer dans des limites convenables la perte par l'avance à l'échappement et celle par le travail résistant de la compression, tout en augmentant l'ouverture des

lumières. On a vu que la perte par l'avance à l'échappement, lorsque la détente est poussée à sa limite, était peu considérable, tandis que la compression correspondante au même degré de détente donne lieu à un grand travail résistant; c'est donc rapporté à ce dernier cas que doit être considéré l'avantage de cette distribution.

Dans l'application qu'on en a faite sur la machine 404, on a complètement manqué le but proposé. Le mécanisme de cette distribution ne permet de pousser la détente que jusqu'à $\frac{3.6}{100}$ de l'admission. Or, à ce degré de détente, la compression ne se fait que légèrement sentir; par conséquent on trouve peu d'avantage à les réduire. Il n'en serait pas de même si elle était appliquée sur les machines 268 et 756, où la détente est poussée jusqu'aux $\frac{1.8}{100}$ et même $\frac{1.3}{100}$ d'admission, et où la compression est si nuisible, comme il est indiqué dans les tableaux. Dans ce cas, on obtiendrait certainement une réduction de 10 à 15 p. 100 du travail résistant.

Enveloppe de vapeur. — L'emploi de l'enveloppe de vapeur enfin peut être nuisible si la compression proportionnelle à la détente est excessive, comme cela se présente souvent dans les machines ordinaires, système Stephenson, avec un seul tiroir. Mais, si l'on rend au moyen du double tiroir Polonceau ou de toute autre manière la durée de la compression indépendante de celle de la détente, il y a lieu de croire que l'on trouverait un avantage sensible dans l'emploi de l'enveloppe, pourvu néanmoins que cette enveloppe soit complète, c'est-à-dire pourvu qu'elle préservât les fonds du cylindre aussi bien que les parois du refroidissement. Il résulte en effet d'expériences faites par M. Thomas, professeur à l'école centrale, l'un de nos ingénieurs praticiens les plus savants et les plus habiles, que l'influence des fonds sur la condensation est plus grande que celle de la surface cylindrique polie.

« L'emploi de l'enveloppe, à la vérité, dit M. Thomas dans le cours qu'il professe à l'École centrale, empêchant toute condensation sur les fonds et les parois du cylindre, n'annule pas la condensation sur le piston et sur sa tige, pièces difficiles à échauffer sans trop compliquer la machine. Mais cette perte de vapeur est à peine sensible quand on emploie une grande détente et que l'enveloppe est bien disposée.

« Outre l'économie de combustible, les enveloppes présentent l'avantage de faciliter la prompte mise en train des machines à marche intermittente ; en effet, lorsqu'on introduit la vapeur dans le cylindre refroidi d'une machine sans enveloppe, il s'en condense une telle quantité pendant les premiers coups, que, si l'on ne prenait pas quelques précautions, l'eau formée pourrait occasionner par son annulation la rupture du couvercle ou du fond. Une machine à enveloppe peut se mettre en train à toute vitesse, sans crainte d'accident, si l'on a maintenu la vapeur autour du cylindre pendant qu'elle était en repos, ou si l'on a soin de l'y faire arriver quelques minutes avant sa mise en marche. »

On pourrait croire qu'il est possible d'empêcher la condensation de la vapeur dans les cylindres en les enveloppant soigneusement et laissant une couche d'air intercalée dans le cylindre et l'enveloppe. Ce serait une grave erreur. La condensation produite par la surface intérieure des cylindres est beaucoup plus grande que celle qui résulte de la surface extérieure, et l'enveloppe de vapeur est le seul moyen de maintenir la surface intérieure à une température convenable.

Tel est en substance l'ensemble des expériences directes laissées par M. Polonceau sur les conditions d'établissement et de distribution les plus convenables à adopter dans la construction des machines locomotives.

Nous avons fait connaître précédemment le résultat des expériences faites par le même ingénieur pour déterminer l'influence du tracé et du matériel employé sur la résistance.

De ces études combinées il a déduit la valeur de l'effort par tonne d'une machine locomotive remorquant un train dans différentes conditions de tracé.

L'effort que la vapeur exerce sur les pistons étant connu par les expériences qui précèdent, l'on peut aisément se rendre compte du travail produit par la machine remorquant un train dont la vitesse et la charge sont données.

Cela posé, le dynamomètre agissant sur le train, mais ne rendant pas compte des résistances dues à la machine et au tender, accuse un certain effort qu'il est facile de convertir en un travail

correspondant; la différence entre les chiffres exprimant ces travaux fait ressortir la part afférente à la traction de la machine et du tender, et comprend les résistances dues à leur poids et aux frottements des pièces en mouvement.

Ce travail enfin peut être facilement converti en effort par tonne brute de machine remorquant un train dans différentes conditions de tracé.

1° En palier et en alignement.

La vitesse de la machine étant de $8^m,02$ par seconde, l'effort cherché par tonne brute de machine a été trouvé de. $6^k,51$

2° Sur des rampes de 3 millimètres, et en courbe de $1,200$ à $1,500$ mètres de rayon.

La vitesse de la machine étant de $7^m,81$ par seconde, l'effort cherché par tonne brute de machine a été trouvé de. $46^k,80$

Si l'on néglige l'influence de la courbe, qui dans ces conditions est peu sensible, l'on en peut conclure que la portion d'effort due à la rampe de 3 millimètres est exprimée par. $40^k,28$

3° Sur des rampes de $3^m/m,5$, et en courbe de $1,200$, $1,500$ et $4,000$ mètres de rayon.

La vitesse de la machine étant de $6^m,93$ par seconde, l'effort cherché par tonne brute de machine a été trouvé de. $47^k,22$

Et, par conséquent, la portion d'effort due à la rampe de $3,50$, de. $40^k,71$

4° En rampe de 6 millimètres, et en courbe de 395 mètres de rayon.

La vitesse de la machine étant de $6^m,58$ par seconde, l'effort cherché par tonne brute de machine a été trouvé de. $48^k,17$

Et, considérant comme constants les efforts dus au frottement des pièces en mouvement, ce qui n'est pas rigoureusement vrai par suite du passage de la machine dans des courbes de 395 mètres de rayon, l'on obtient, pour la portion d'effort résultant de la rampe de 6 millimètres et du passage dans une courbe de 395 mètres de rayon, ce chiffre de. $44^k,66$

5° Enfin en rampe de 8 millimètres et $8^m/m,5$, et en courbe de $1,500$ mètres de rayon.

La vitesse de la machine étant de $6^m,89$ par seconde, l'effort par tonne brute de machine a été trouvé de. $18^k,85$
 et la portion d'effort motivée par la rampe de 8 millimètres et $8^m/m,5$ de. $12^k,54$
 par tonne brute de machine remorquant un train.

Expériences de MM. Kinnear Clark et Gooch.

Pertes de pression au passage du régulateur et des conduits de la chaudière. — M. Kinnear Clark et M. Gooch ont cherché aussi à déterminer, à l'aide d'expériences, la perte de pression due au passage de la vapeur au travers du régulateur et des conduits de la chaudière dans la boîte à vapeur et de la boîte à vapeur au travers des lumières dans le cylindre.

Comme MM. Lechatelier, Gouin, Polonceau, etc., ils ont trouvé que la perte de pression, dans le passage de la chaudière au cylindre, variait entre des limites très-écartées, suivant les proportions de la machine, sa disposition, la quantité d'eau entraînée ou condensée, et la vitesse.

M. Kinnear Clark a constaté, comme MM. Lechatelier et Gouin, l'influence fâcheuse du mélange de l'eau avec la vapeur sur la perte de pression. Il a reconnu que dans certains cas il pouvait la tripler.

Il admet que dans les circonstances ordinaires, la vapeur étant suffisamment sèche et les conduits de vapeur ne se trouvant pas à l'influence du courant d'air chaud dans la boîte à fumée, la perte de pression au passage de la vapeur de la chaudière dans le cylindre, le régulateur étant complètement ouvert, varie comme le carré de la vitesse.

M. Gooch, ayant opéré sur la machine *Great-Britain*, est arrivé à de singuliers résultats. Le régulateur étant complètement ouvert, il trouve à de grandes vitesses (60 à 90 kilomètres par heure) la pression plus grande dans la boîte à vapeur, et même dans le cylindre, que dans la chaudière. Cette anomalie tiendrait, suivant M. Clark, à ce que la vapeur partant de la chaudière assez sèche se rendrait dans la boîte à vapeur au travers d'un tube mince dont une

grande partie est plongée dans la boîte à fumée, qui, étant extrêmement chaude, réchauffe la vapeur dans son trajet, et à ce que la chaleur serait plus grande à de grandes qu'à de petites vitesses.

Cette explication nous paraît difficile à admettre. Si la pression était réellement plus grande dans la boîte à vapeur que dans la chaudière, l'admission de la vapeur dans la boîte à vapeur cesserait, et la vapeur déjà admise serait refoulée dans la chaudière. On se demande donc si le résultat constaté par M. Gooch ne tiendrait pas à une erreur d'observation.

Dans cette machine, du reste, M. Gooch a trouvé que la pression était, comme dans les autres, moins grande dans le cylindre que dans la boîte à vapeur.

La pression dans la boîte à vapeur varie, d'après M. Kinnear Clark, pendant la course du piston, de $0^k,55$ à $0^k,55$ par centimètre carré, l'ouverture des lumières étant de $\frac{1}{18}$ de la surface du piston. La vapeur étant très-sèche et l'ouverture des lumières étant de $\frac{1}{10}$ de la surface du piston, la pression dans la boîte reste invariable.

La surface de la plus grande ouverture utile du régulateur n'excède dans aucun cas $\frac{1}{20}$ de la surface du piston.

Lorsque les cylindres sont parfaitement abrités du refroidissement, la section des lumières étant égale à $\frac{1}{18}$ de la section du piston et la vitesse de 64 kilomètres par heure correspondant à un parcours de 180 mètres pour le piston par minute, la perte de pression au passage des lumières de la boîte dans le cylindre est de 16 p. 100. Si les cylindres ne sont qu'imparfaitement abrités du refroidissement à des vitesses variant entre 52 et 96 kilomètres par heure, la perte de pression varie de 20 à 40 p. 100.

Les cylindres étant parfaitement abrités du refroidissement et la section des lumières étant $\frac{1}{10}$ de celle du piston, la perte au passage des lumières n'excède jamais 9 p. 100, même aux plus grandes vitesses.

La perte de pression dans les conduits de vapeur dont la section est inférieure à $\frac{1}{16}$ de celle du piston varie de $\frac{1}{5}$ à $\frac{1}{4}$ de la pression totale à toutes vitesses, le régulateur étant entièrement ouvert; mais, la section de ces conduits étant $\frac{1}{10}$ de l'aire du piston et la vapeur dans un état moyen de siccité, la perte de pression qu'ils occasion-

ment est sensiblement nulle. La section étant $\frac{1}{13}$ de celle du piston et la vapeur étant dans un état parfait de siccité, la perte de pression peut encore être considérée comme nulle.

La pression de la vapeur dans le cylindre pendant l'admission n'est sensiblement constante que pour de petites vitesses. Dès que la vitesse du piston atteint 180 mètres par minute, la diminution de pression a lieu et augmente avec la vitesse.

La limite de vitesse à laquelle la réduction de pression commence est d'autant plus faible que le temps de l'admission est plus court. L'agrandissement de l'orifice des lumières diminue la réduction de pression; toutefois au delà d'une certaine ouverture, toujours inférieure à l'ouverture totale, cet agrandissement cesse d'exercer une influence sensible.

La réduction de pression diminue avec l'avance à contre-vapeur et jusqu'à une certaine limite en raison inverse du recouvrement. Il faut donc, pour la diminuer, augmenter le recouvrement jusqu'à une certaine limite ($0^m,025$ à $0^m,036$ suivant le diamètre des cylindres), diminuer l'avance à contre-vapeur, et augmenter la section des lumières.

L'état de siccité de la vapeur exerce aussi une certaine influence sur cette diminution de pression aussi bien que sur la résistance au passage des conduits compris entre la chaudière et la boîte à vapeur.

La perte totale de pression au passage de la vapeur de la chaudière dans les cylindres peut atteindre, à de très-grandes vitesses, 30 et jusqu'à 60 p. 100.

On peut, en combattant les causes signalées de la perte de pression, augmenter considérablement le travail utile de la machine.

Perte de force provenant de l'échappement. — MM. Kinnear Clark et Gooch ont aussi recherché la perte due à l'échappement anticipé et à la compression.

La perte de force expansive par l'échappement anticipé est très-peu sensible. Elle est presque nulle et plus que compensée par la diminution de la contre-pression.

M. Gooch a fait des essais sur la machine *Great-Britain*. Dans cette machine les cylindres sont parfaitement abrités du refroidissement, la section des lumières est égale à environ 0.10 de la section des cylindres, la section de l'orifice d'échappement varie de 0.055 à 0.090, et l'avance linéaire à l'échappement est d'environ $\frac{1}{12}$. Il a obtenu les résultats suivants :

La perte de force provenant de la contre-pression exercée sur le piston, si la vapeur est suffisamment sèche, varie comme le carré de la vitesse et en raison inverse du carré de la surface de l'orifice d'écoulement.

A la vitesse de 96 kilomètres par heure, la perte pour la plus grande course varie de 0.125 à 0.100 de la puissance totale. A la vitesse de 48 kilomètres, de 0.090 à 0.025.

L'admission étant de 30 à 40 pour 100 de la course, la perte à la vitesse de 48 kilomètres varie de 0.125 à 0.20.

Perte de force provenant de la compression. — *La résistance produite par la compression varie lentement avec la vitesse. Elle augmente avec la détente de telle façon, qu'étant de 8 pour 100 pour la plus longue admission elle devient de 28 pour 100 si l'admission n'a lieu que pendant les $\frac{4}{10}$ de la course. Elle neutralise par conséquent dans ce dernier cas plus de $\frac{1}{4}$ de la puissance totale.*

Aux plus grandes vitesses, la réduction provenant de la pression dans le cylindre étant compensée par la compression, la totalité de la réduction par la contre-pression est à peu près la même pour tous les degrés.

Pression effective dans le cylindre. — Aux plus grandes vitesses, de 45 à 90 kilomètres par heure et avec de lourdes charges, le plus grand travail des machines, ayant des lumières dont la section est $\frac{1}{14}$ de l'aire du piston et un orifice d'échappement $\frac{1}{15}$ à $\frac{1}{16}$, correspond à une admission qui ne dépasse pas 66 pour 100, ce qui prouve que la plus grande pression effective correspond aussi à cette admission.

Avec la machine *Great-Britain* traînant de fortes charges, la lumière et l'orifice d'échappement étant supérieurs, le maximum d'effet utile s'obtient en admettant la vapeur pendant une portion de course égale à 75 pour 100 de la course totale.

Pour de plus longues admissions que 66 ou 75 pour 100, la pression effective devient moins grande¹.

La pression effective moyenne dans le cylindre varie avec la durée de la période d'admission. L'admission ayant lieu pendant les $\frac{5}{4}$ de la course, elle est de 90 pour 100; pendant $\frac{1}{2}$ de 67 pour 100; et pendant $\frac{1}{4}$ de 40 pour 100.

La consommation d'eau vaporisée, pour une même durée d'admission, par force de cheval et par heure, est pratiquement constante, quelle que soit la vitesse.

Travail de la détente. — Le travail de la vapeur par unité de poids agissant par détente s'accroît par suite de la réduction de l'admission. L'admission étant de 10 pour 100 de la course, il est presque exactement le double de ce qu'il est pour la plus longue course, ou 75 pour 100 d'admission; c'est-à-dire que la vapeur, lorsqu'on pousse la détente jusqu'à sa dernière limite, produit à peu près le double de travail par unité de poids que dans le cas de la plus longue admission.

En conséquence, la consommation de vapeur par force de cheval et par heure, étant de 15,70 kilog. pour la plus longue course du tiroir, n'est plus que de 6,20 pour la course la plus faible.

Pression soufflante ou pression à l'orifice d'échappement. — *La pression soufflante (celle de la vapeur à l'orifice d'échappement) varie comme le carré de la vitesse.*

Elle varie aussi proportionnellement à la contre-pression de la vapeur dans le cylindre au moment où l'échappement commence.

Elle est dans tous les cas sensiblement inférieure à cette dernière.

La pression soufflante moyenne dans les expériences a varié de 0.090 à 0.625 de la contre-pression dans le cylindre.

L'aire de l'orifice d'échappement n'a d'influence sur la pression soufflante qu'autant qu'elle est plus petite que celle des lumières ou de la partie la plus étroite du tuyau d'échappement.

Eau entraînée ou condensée. — M. Clark a aussi recherché quelle était la quantité d'eau entraînée ou condensée. Il a trouvé

¹ Cette réduction de pression tient sans doute à l'insuffisance des chaudières pour produire la quantité de vapeur nécessaire.

qu'elle variait entre des limites très-écartées, suivant le degré de pureté de l'eau, les dimensions du réservoir de vapeur et les dispositions de la machine.

Il faut, pour que l'entraînement soit réduit à son minimum : 1° que la profondeur du réservoir de vapeur dans le corps cylindrique soit égale au moins à $\frac{1}{4}$ de son diamètre ; 2° que la capacité du réservoir de vapeur dans la boîte à feu soit égale à celle du réservoir dans le corps cylindrique ; 3° que l'orifice du tube d'éducation de la vapeur s'élève au-dessus du corps cylindrique d'une hauteur égale à $\frac{5}{4}$ au moins de son diamètre. On obtient aussi de la vapeur sèche en se servant du tube fendu dans toute sa longueur de Hawthorn (tube des machines Crampton).

La chaudière remplissant ces conditions, on doit évaporer 5 mètres cubes d'eau par mètre cube de réservoir de vapeur, sans qu'il y ait un entraînement d'eau de quelque importance.

Quant à ce qui est de la perte de vapeur par la condensation, il résulte des expériences de M. Clark qu'avec la pression habituelle ($4^k,25$ par centimètre carré) l'admission variant de 50 à 75 pour 100 de la course totale, la quantité d'eau condensée dans des cylindres extérieurs exposés au refroidissement est d'environ 11 p. 100 de la quantité totale évaporée.

L'admission n'ayant lieu que pendant une portion de 12 à 20 p. 100 de la course totale, elle s'élève à 30 ou 40 p. 100.

Avec une pression de $6^k,57$ et au delà, les pertes, dans le cas d'une admission pendant 60 p. 100 de la course et au delà, sont considérablement moindres.

Dimensions de la chaudière. — M. Armstrong ayant constaté que la vaporisation avait lieu plus facilement sur une paroi horizontale supérieure au foyer ou sur une paroi inclinée que sur une paroi verticale, plusieurs constructeurs en Angleterre ont incliné les parois latérales en rétrécissant la boîte à feu dans le haut. Cette inclinaison, dans un certain nombre de machines, ne dépasse pas 0.02. Dans les machines-tenders de M. Sinclair, elle atteint 0.10.

Boîte à feu. — L'espace rempli d'eau compris entre la paroi intérieure de la boîte à feu avait de $0^m,10$ à $0^m,13$ de largeur. On

l'a réduit dans les nouvelles machines à 0^m,06. M. Clark craint que cette réduction de largeur ne nuise à la vaporisation.

Éléments influant sur le rapport de la surface de chauffe du foyer à celle des tubes. — Le rapport de la surface de chauffe du foyer à celle des tubes est très-variable. Il dépend de différents éléments, tels que la surface de la grille, l'activité de la combustion, etc.

La quantité de combustible que peut contenir la boîte à feu dépend de la surface de la grille et de l'espace compris entre la grille et la dernière rangée inférieure des tubes.

Pour une même épaisseur de la couche de coke, la combustion peut être considérée comme proportionnelle à la surface de la grille.

Vide produit dans la boîte à fumée. — *Le vide dans la boîte à fumée varie comme la pression soufflante, quelle que soit la détente.*

Ce vide est influencé par d'autres circonstances.

Ainsi l'accroissement de l'épaisseur de la couche de coke tend à l'augmenter en rendant le passage de l'air au travers de la grille plus difficile. La fermeture plus ou moins complète de la soupape du cendrier produit le même effet. On diminue au contraire ce vide en ouvrant la porte du foyer ou la soupape du cendrier.

Le vide dans la boîte à fumée croît de manière très-différente avec la puissance soufflante dans les différentes machines; toutefois on remarque qu'en tous cas la pression en pouces d'eau dans la boîte à fumée est égale à la pression en pouces de mercure de la soufflerie.

Le vide croît avec la pression soufflante, même aux plus grandes vitesses, ce qui prouve que le jet de vapeur conserve son pouvoir de raréfaction de l'air à toutes les vitesses et pressions de vapeur.

Influence des dimensions de la cheminée sur le vide. — Le diamètre de la cheminée a une grande influence sur le tirage. Dans les cheminées de machines fixes, on ne saurait le faire trop grand, car on augmente ainsi le tirage. Il n'en est pas de même dans les locomotives, où l'air chaud n'est pas la cause principale du tirage.

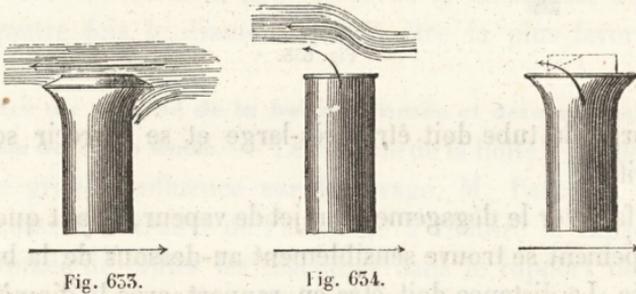
Il résulte d'expériences faites par M. Clark avec deux machines tout à fait semblables d'ailleurs, dont l'une avait une cheminée de

0^m,45 de diamètre, et l'autre de 0^m,39, que la production de vapeur était plus grande pour un même orifice d'échappement pour la seconde que pour la première.

En vain a-t-on diminué l'orifice d'échappement pour augmenter la production; on n'a pas réussi. Plus le diamètre de la cheminée est petit, plus celui de l'orifice d'échappement doit être grand pour obtenir le même vide dans la boîte à fumée, c'est-à-dire le même tirage, ce qui donne l'avantage aux cheminées de petit diamètre sur celles à grand diamètre.

Pour une chaudière donnée, il n'y a qu'un seul diamètre de cheminée qui correspond au plus grand effet. Pour des diamètres plus grands ou plus petits, on est obligé de réduire l'orifice d'échappement.

Parmi les causes accidentelles qui peuvent influer sur le tirage se trouvent le vent et l'ouverture plus ou moins grande de la porte du foyer ou de la soupape du cendrier. Le vent favorise le tirage ou lui est contraire, suivant la direction. Il agit sous la grille ou au sommet de la cheminée. La forme de la cheminée dans le haut peut en modifier l'action. M. Clark préfère la forme figure 634, donnée par M. Sinclair à ses cheminées, à celle, figure 633, donnée par



M. Fairbairn. L'action de ces deux formes sur le courant d'air est indiquée par les figures même.

De l'influence de la forme du tube soufflant sur le tirage. — Un tube trop contourné, surtout dans le voisinage de l'orifice d'échappement, rend le tirage plus difficile. Le tube unique est préférable au tube à deux branches. Dans ce dernier cas, représenté figure 635, le jet de vapeur, selon qu'il provient de l'un ou de l'autre cy-

lindre, suit la direction db ou la direction dc . Cette circonstance est défavorable au tirage. Il vaut mieux que le jet de vapeur soit constamment vertical. L'enveloppe du tube d'échappement doit aussi être parfaitement concentrique à celle de la cheminée, et ce tube doit se terminer par un biseau, comme l'indique la figure; le biseau extérieur favorise le mélange de l'air chaud avec la vapeur.

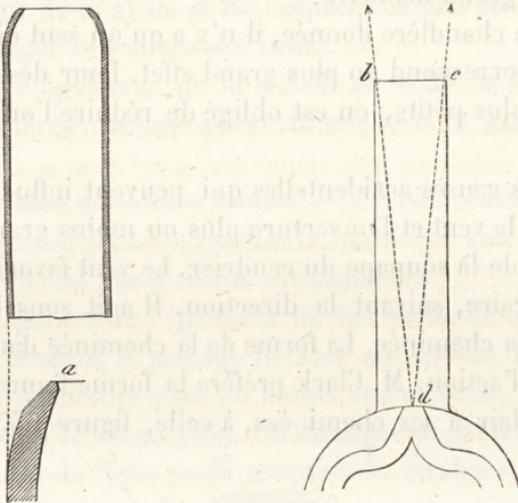


Fig. 635.

Le corps du tube doit être très-large et se rétrécir seulement vers l'orifice.

Pour faciliter le dégagement du jet de vapeur, il faut que l'orifice d'échappement se trouve sensiblement au-dessous de la base de la cheminée. La distance doit être en rapport avec le diamètre de la cheminée. Le mieux est qu'elle soit égale à ce diamètre.

On facilite encore l'accès du jet de vapeur à la cheminée, et, par suite, le tirage, en donnant à celle-ci la forme d'une cloche à la base.

Des vides relatifs dans la boîte à fumée et dans la boîte à feu.

— Le rapport du vide dans la boîte à feu au vide dans la boîte à fumée se trouve, d'après des expériences faites par M. Clark et

d'autres expériences déjà citées faites par M. Polonceau, varier de $\frac{1}{5}$ à $\frac{1}{2}$. Il est d'autant plus grand que la résistance au passage des tubes est plus faible.

Circonstances influant sur la section de l'orifice d'échappement. — La surface de l'orifice d'échappement dépend essentiellement des dimensions de certaines parties de la chaudière. Elle est pratiquement indépendante de la section des cylindres.

Cette surface dépend surtout : de la surface de la grille, de celle des bagues ou viroles de la boîte à feu, de la section d'écoulement par les tubes et les viroles, de la grandeur du passage ménagé à l'air entre les barreaux de la grille, de la section des viroles du côté de la boîte à fumée, et de la surface de chauffe par contact des tubes. L'influence des deux derniers éléments est peu sensible.

Détermination des dimensions de la cheminée. — Nous avons déjà indiqué toute l'influence des dimensions de la cheminée. La section de la plus petite cheminée parmi celles des machines soumises à l'essai par M. Clark est d'environ $\frac{1}{15}$ de la grille, et cette section correspond au plus grand orifice d'écoulement pour un même tirage dans les mêmes conditions. Le rapport de $\frac{1}{15}$ est donc le meilleur. Quant à la hauteur de la cheminée, une hauteur de quatre fois le diamètre paraît être la plus favorable au tirage.

Influence du volume de la boîte à fumée et détermination des dimensions de cette boîte. — Le volume de la boîte à fumée exerce aussi une grande influence sur le tirage. M. Peacock, sur un chemin écossais, a trouvé de l'avantage à réduire la capacité des boîtes à fumée de toutes les machines dans le rapport de 4 à 3. Il admet qu'en général le nombre de mètres cubes de la boîte à fumée doit être égal à trois fois le nombre de mètres carrés de la grille.

Rapport entre la section de l'orifice d'échappement et celle de la grille dans des circonstances données. — Dans les chaudières de proportions ordinaires, la section des viroles du côté de la boîte à feu étant égale à un cinquième de la surface de la grille ou à peu près, et la section des tubes égale à un quart, la section de l'ori-

fice d'échappement, en admettant que le tube soufflant, la boîte à fumée et la cheminée se trouvent dans les meilleures conditions, doit être de un soixante-sixième de la surface de la grille. Dans les chaudières moins bien proportionnées, où la section des viroles ne dépasse pas un dixième de la surface de la grille, on doit adopter pour la surface de cet orifice environ un quatre-vingt-dixième de celle de la grille.

L'influence de la grandeur de l'orifice d'échappement sur la pression soufflante n'est sensible qu'autant que la section de cet orifice est moindre que celle des lumières ou d'une partie quelconque des tuyaux d'échappement.

Influence des dimensions de la grille et de la surface de chauffe sur l'évaporation. — Le poids d'eau évaporée par heure pour un même degré d'activité dans la combustion croît avec la température à laquelle l'eau est injectée par les pompes dans la chaudière.

Le poids d'eau évaporée étant 100, si la température initiale de l'eau injectée est seulement de 62° Fahrenheit, le poids évaporé est de 115 quand cette température s'élève à 212° Fahrenheit (100° centigr.).

L'évaporation d'une locomotive dépend aussi beaucoup de la manière dont le feu est conduit. On évapore plus avec un feu *bas* qu'avec un feu *profond*.

La quantité d'eau évaporée par une locomotive dépend essentiellement :

De la surface de la grille,

De la surface de chauffe,

De la quantité de combustible brûlé par heure.

On dit que l'on marche économiquement toutes les fois que le poids d'eau évaporée par kilogramme de coke atteint 9 kilogrammes.

On peut, pour chaque rapport de la surface de chauffe à la surface de la grille, déterminer une certaine quantité d'eau évaporée par heure pour laquelle on atteint la limite de 9 kilogrammes d'eau évaporée par kilogramme de coke.

Si, en augmentant le tirage, on dépasse cette quantité d'eau, la

consommation de coke par unité du poids de l'eau évaporée augmente.

Il faut, pour ramener cette consommation à $\frac{1}{9}$ de kilog. de coke par kilogramme d'eau, ou augmenter la surface de chauffe ou diminuer la surface de la grille.

Influence du rapport de la surface de chauffe à la surface de grille sur l'évaporation. — M. Clark pose en principe que la surface de chauffe doit être 85 fois aussi grande au moins que celle de la grille, que la grille, pour ce rapport, doit avoir au moins $0^m,74$ de surface, qu'elle consomme alors $5^k,60$ de coke par décimètre carré et que la quantité d'eau évaporée dans le même temps, également pour un décimètre carré de grille, est de $0^m,048$. D'où il résulte que la consommation de coke dépasse un peu $\frac{1}{9}$ de kilog. par kilog. d'eau évaporée.

La surface de chauffe étant égale à 100 fois celle de la grille, la consommation de coke par décimètre carré et par heure est de $7^k,50$, la quantité d'eau évaporée pour la même surface de grille et dans le même temps est de $0^m,066$, et la quantité de coke brûlé pour évaporer un kilog. d'eau diffère peu de $\frac{1}{9}$ de kilog.

L'écartement des tubes exerce une grande influence sur l'évaporation. Il doit augmenter au fur et à mesure de l'augmentation du nombre des tubes, dans la proportion de $0^m,003$ pour trente tubes, en sorte que, si le nombre de tubes est de 50 seulement, $0^m,003$ suffit; que, pour 60, il faut $0^m,006$; pour 90, $0^m,009$; pour 120, $0^m,012$; pour 150, $0^m,015$; et pour 180, $0^m,018$.

Pour augmenter la surface de chauffe par contact, il vaut mieux augmenter le nombre des tubes en ménageant l'écartement convenable entre les tubes que d'augmenter la longueur. En augmentant la longueur, on augmente la résistance au tirage et on diminue ainsi la force utile de la machine.

Développement des lumières d'introduction. — Le développement des conduits d'introduction dépend de la distance de l'axe du piston à la table du tiroir, distance qui varie avec la disposition générale du mécanisme; il importe de la réduire autant que possible pour diminuer la résistance du frottement qui fait perdre à la vapeur, en contact avec le piston, une partie de sa tension, et qui

surtout augmente la contre-pression pendant l'échappement. — En outre, la capacité des lumières constitue un *espace nuisible* qui se remplit de vapeur à chaque coup de piston, sans profit pour le travail de la machine.

Lumières. — Les lumières ou conduites de vapeur à l'introduction doivent avoir une section à peu près égale à celle du tuyau de prise de vapeur, c'est-à-dire à $\frac{1}{10}$ environ de l'aire des pistons; celle de la lumière d'échappement est à peu près égale à la somme des deux autres.

Rapprochements entre l'opinion des constructeurs anglais et celle des constructeurs français.

Nos constructeurs français se sont, dans certains cas, très-sensiblement écartés des règles que pose M. Clark pour les dimensions à donner aux différentes parties de la chaudière. Quelquefois ils sont d'accord avec l'ingénieur anglais.

Boîte à feu. — Ainsi ils évitent la boîte à feu dans le haut plutôt que de la rétrécir.

Tube d'échappement. — Ils préfèrent le tube d'échappement à deux branches au tube à une branche.

Boîte à fumée. — Le volume des boîtes à fumée, dans les machines françaises, se rapprochant généralement de 1 mètre cube, tandis que la surface des grilles se rapproche de 1 mètre carré, ce rapport de 3 à 1, ou à peu près, indiqué par M. Clark, est aussi celui qu'ont adopté nos constructeurs.

Section du tuyau et de l'orifice d'échappement. — Quant à ce qui est des dimensions qu'il convient de donner à l'orifice d'échappement de la vapeur projetée dans la cheminée, il est impossible d'établir des comparaisons entre nos machines et les machines anglaises, puisque dans nos machines cet orifice varie de grandeur, tandis que dans les machines anglaises il reste invariable. Voici toutefois ce qu'ont écrit les auteurs du *Guide* sur les dimensions du tuyau et de l'orifice d'échappement.

La section du tuyau d'échappement est habituellement, pour chaque cylindre, égale à celle du tuyau de prise de vapeur, c'est-à-dire à environ $\frac{1}{10}$ de l'aire du piston; quelquefois elle lui est supé-

rieure de $\frac{1}{3}$; si le tuyau est commun, cette section doit être doublée.

« Ces dimensions varient du reste avec les dispositions générales de la machine et avec la nature du combustible; si celui-ci est de très-bonne qualité et si le volume des cylindres est faible relativement à la surface de chauffe, il n'est pas nécessaire de disposer l'échappement de manière à produire un tirage artificiel très-énergique.

« Il faut laisser une très-large section aux tuyaux qui donnent issue à la vapeur et à l'orifice de la tuyère, qui peut atteindre le diamètre de 0^m,12 à 0^m,15. Il n'y a même dans ce cas qu'un médiocre intérêt à rendre l'échappement variable, car c'est moins la section de l'orifice supérieur que celle des lumières du cylindre et de la partie de la conduite adhérente au cylindre qui influe sur la pression résistante, derrière le piston. Dans le cas contraire, il faut compenser par l'énergie du tirage l'insuffisance de la surface de chauffe et faire passer de force, pour ainsi dire, l'air à travers le combustible, dont les cendres et le mâchefer rendent la masse moins perméable. Il faut éviter de donner un trop grand volume aux conduites, parce que la vapeur, en sortant du cylindre, s'y détendrait et ne conserverait plus une vitesse suffisante en arrivant à la cheminée. Par le même motif, il faut rétrécir l'orifice de la tuyère et lui donner seulement 0^m,07 à 0,08 de diamètre si sa section n'est pas variable. C'est dans ce cas surtout que l'échappement variable peut rendre de grands services. Ce qui précède explique pourquoi les Anglais n'ont pas habituellement fait usage de l'échappement variable, qui a été au contraire adopté d'une manière générale en France. »

M. Clark n'est pas d'accord avec les auteurs du *Guide* sur la hauteur à laquelle doit se trouver l'orifice d'échappement. En effet, lorsque M. Clark recommande de maintenir une certaine distance entre l'orifice d'échappement et la base de la cheminée, les auteurs du *Guide* disent que « le tuyau d'échappement doit s'engager de quelques centimètres dans la cheminée. »

Rapport de la surface de chauffe à la surface de la grille. — Si nous étudions ce rapport de la surface de chauffe à la surface de la grille dans les machines françaises, nous trouvons que nos constructeurs ne s'éloignent pas beaucoup des indications de M. Clark;

ainsi, lorsque l'ingénieur anglais recommande la proportion de 85 à 1, M. Polonceau, pour ses machines à voyageurs, adopte celle de 72 à 1, et, pour ses machines à marchandises, celle de 100 à 1.

L'écartement des tubes est à peu près le même dans nos machines que dans les machines anglaises.

Longueur de la partie cylindrique et des tubes. — En ce qui concerne leur longueur, l'opinion de M. Clark est entièrement conforme à celle des auteurs du *Guide*, qui reproduisent, en déclarant qu'ils l'adoptent, l'opinion émise par MM. Brunel et Gooch dans les termes suivants :

« Dans les chemins à voie de 4^m,50, on a cherché à compenser l'inconvénient de ne pouvoir donner une grande largeur à la boîte à feu par une augmentation de longueur de la chaudière; mais c'est une erreur de croire qu'on y gagne de la puissance, car nous avons expérimenté qu'il suffisait que la superficie totale des tuyaux fût égale à environ dix à onze fois la surface de la boîte à feu¹ pour que ces tubes abandonnassent à l'eau de la chaudière toute la chaleur de quelque importance; il vaudrait mieux, pour y remédier, augmenter le nombre des tubes que les allonger, car, dans le premier cas, on arriverait au résultat par l'augmentation de la section d'écoulement, tandis que dans l'autre on serait forcé d'augmenter la contre-pression pour obtenir le vide nécessaire dans la boîte à fumée, vide qui, dans les nouvelles machines à longues chaudières, s'est élevé à environ 0^m,27 de hauteur d'eau, tandis qu'il n'excède pas 0^m,12 à 0^m,15 dans les machines du Great-Western. »

Dimension de l'orifice d'échappement. Hauteur de la cheminée. — Les auteurs du *Guide* n'admettent pas la règle posée par M. Clark pour déterminer la hauteur de la cheminée; c'est ce que prouve le passage suivant, emprunté à cet ouvrage.

« La hauteur de la cheminée est insuffisante pour exercer une influence très-marquée sur le tirage; elle ne pourrait, dans aucun cas, suffire à elle seule pour le produire, mais il est essentiel de la rendre aussi grande que possible, soit pour augmenter le tirage constant, soit pour rendre plus efficace l'action du jet de vapeur. »

¹ Dans les machines Engerth néanmoins, ainsi que nous l'avons indiqué plus haut, elle est égale à dix neuf fois la surface de la boîte à feu.

En France, la hauteur des cheminées est généralement limitée à 4^m,25 au-dessus du rail, la hauteur normale des ouvrages d'art étant de 4^m,50. La hauteur effective de la cheminée varie, suivant la hauteur de la chaudière, de 1^m,60 à 2 mètres; son diamètre intérieur varie de 33 centimètres à 45 centimètres. La comparaison des dimensions, relevées sur un grand nombre de machines, donne 70 centimètres pour le rapport de la section de la cheminée à la section totale des tubes garnis de leur virole. Il y a un rapport nécessaire entre ces éléments; mais aucune donnée théorique, aucune expérience, n'ont servi de point de départ dans la construction de la plupart des machines. Aussi remarque-t-on des différences assez marquées d'une machine à l'autre; c'est là une lacune regrettable qu'il serait facile de combler par quelques expériences peu coûteuses.

Si, dans la machine à voyageurs de M. Gouin, la hauteur de la cheminée est égale à quatre fois environ le diamètre, comme le recommande M. Clark, elle est, dans les machines de M. Polonceau et dans celles de M. Crampton, d'environ cinq fois ce diamètre, et, dans les machines à marchandises de M. Polonceau ou dans celles du Bourbonnais, quatre fois et demi.

M. Polonceau est loin de considérer la hauteur de la cheminée comme à peu près indifférente. Il a constaté que, les cheminées des machines du chemin d'Orléans ayant été coupées pour faire passer ces machines sous les ponts du chemin d'Orléans à Bordeaux, la production de vapeur avait diminué sensiblement.

M. Clark conseille d'évaser la cheminée à la partie inférieure. Les auteurs du *Guide* le conseillent aussi.

Parties composantes de la cheminée. — La cheminée, disent-ils, reste le plus souvent cylindrique jusqu'au sommet, et l'évasement qu'elle porte à la partie supérieure n'est alors qu'un ornement; mais elle s'évase souvent à la base sur une petite partie de sa hauteur. Cette disposition, dont l'utilité a été souvent contestée, est cependant consacrée par l'expérience, et elle tend à devenir générale; elle facilite l'écoulement des gaz et remédie en partie à l'étranglement qu'occasionne le tuyau d'échappement, qui doit s'engager de quelques centimètres dans la cheminée.

MM. Polonceau, Gouin et Crampton ont admis le rapport de $\frac{1}{10}$ ou $\frac{1}{12}$ pour celui de la section de la cheminée à la surface de la grille, au lieu de $\frac{1}{15}$ conseillé par M. Clark. C'est aussi entre $\frac{1}{10}$ et $\frac{1}{12}$ que varie le même rapport pour les machines à marchandises de M. Polonceau et du Bourbonnais.

M. Clark conseille le rapport de $\frac{1}{10}$ entre la section des lumières et l'aire du piston comme un rapport convenable. C'est aussi celui que recommandent les auteurs du *Guide*.

Écartement des essieux extrêmes. — L'écartement des essieux extrêmes dans les machines françaises et anglaises à essieux parallèles est très-variable. Dans les anciennes machines de Sharp-Roberts à chaudière courte, il n'était que de 3^m,44, bien qu'un des essieux fût placé en arrière de la boîte à feu; il a été porté à 4^m,30 par M. Polonceau dans des machines dont la chaudière a 5^m,25 de longueur, et dans lesquelles un des essieux se trouve aussi derrière la boîte à feu. Il n'est que de 3^m,40 à 3^m,50 dans les machines à marchandises du système Stephenson avec les trois essieux intercalés entre les deux boîtes.

Cet écartement doit être d'autant plus faible que le rayon des courbes du chemin est plus petit. Celui de 4^m,86 des machines Crampton est considérable, même pour des chemins à très-grands rayons de courbure, et il serait peu convenable pour des machines qui ne se trouveraient pas dans des conditions exceptionnelles, comme les machines Crampton. 4^m,30 peuvent être, pour les machines de voyageurs ordinaires, une limite que l'on devrait rarement dépasser.

D'après les auteurs du *Guide*, on peut augmenter l'écartement des essieux extrêmes lorsque l'essieu d'arrière ne supporte qu'une petite partie du poids de la machine et ne joue qu'un rôle accessoire. On donne alors à la boîte à graisse un jeu assez considérable dans la plaque de garde, et l'essieu peut se déplacer et dévier de la direction normale à l'axe de la machine, en raison de la courbure de la voie; cette machine jouit des propriétés de l'ancienne machine à quatre roues pour la faculté du passage dans les courbes.

Lorsque, au contraire, la machine affecte l'une des dispositions,

figure 464 ou 476, il devient impossible de donner un jeu appréciable aux fusées et aux boîtes à graisse des roues d'avant et d'arrière ; c'est à la roue du milieu qu'il faut tâcher d'appliquer les artifices qui peuvent faciliter le mouvement dans les courbes. Dans le cas où la roue du milieu est seulement une roue porteuse, les roues motrices étant à l'arrière (modèle Crampton), on peut donner à la fusée un jeu assez considérable dans les coussinets, ou mieux encore aux boîtes à graisse entre les plaques de garde, et la machine rentre encore dans les conditions de la machine à quatre roues. Lorsque enfin la roue du milieu est la roue motrice, ou qu'elle est couplée avec la roue motrice, ce moyen de faciliter le passage dans les courbes cesse d'être admissible. On réduit alors l'épaisseur des boudins, ou même on les supprime complètement, comme l'a fait Stephenson dans un grand nombre de ses machines. Le mieux, pour éviter les accidents en cas de rupture des bandages ou du boudin des roues d'avant, est, selon nous, de conserver ce boudin en se bornant à l'amincir, afin d'augmenter le jeu de la voie pour cet essieu en particulier.

Répartition du poids sur les essieux. — La distribution du poids sur les essieux est un point important. Dans les machines à voyageurs, à roues indépendantes, on doit faire porter une partie importante de ce poids sur les roues motrices, et une portion un peu plus faible, mais toujours considérable, sur les roues d'avant. Quant aux roues d'arrière, qui n'ont pour objet que de s'opposer au mouvement de galop, on peut en réduire considérablement la charge.

Dans les machines du système Crampton, les roues motrices placées à l'arrière ne peuvent pas être chargées de plus de moitié du poids de la machine. Celles d'avant portent la même charge ; celles du milieu sont faiblement chargées.

En tout cas, on ne doit pas dépasser la charge de 12 tonnes par paire de roues. Une charge plus grande occasionnerait aux rails une fatigue excessive.

Dans les machines mixtes, les roues couplées doivent porter une charge égale, qui, pouvant s'élever à 12 tonnes par paire de roues, peut atteindre 24 tonnes pour les deux paires de roues. La troisième paire de roues porte le reste.

Dans les machines à marchandises avec trois paires de roues couplées, la charge doit être distribuée aussi uniformément que possible sur ces trois paires de roues.

La charge sur les roues motrices d'une machine locomotive produit l'adhérence, qui doit toujours être en rapport avec la puissance que l'on veut utiliser. Lorsqu'on ne peut pas arriver, par la charge des roues, à une adhérence suffisante, il faut en augmenter le diamètre, ce qui, dans certains cas, est avantageux même pour la puissance des machines. Une fois qu'elles sont lancées, on trouve une source d'économie de vapeur dans la réduction de la vitesse d'oscillation des organes moteurs et la moindre fréquence des admissions et échappements de vapeur.

M. Kinnear Clark pose les règles suivantes pour la distribution du poids sur les essieux.

Dans les machines avec roues indépendantes, les roues motrices étant placées au milieu :

Faire porter $\frac{2}{3}$ du poids de la machine sur les roues motrices, pourvu toutefois que cette portion du poids ne dépasse pas 12 tonnes ;

$\frac{1}{4}$ sur les roues directrices ou roues d'avant (*leading wheels*) ;

$\frac{1}{12}$ seulement sur les roues d'arrière (*trailing wheels*).

En appliquant cette règle, si la machine pèse 18 tonnes, on a :

Sur l'essieu moteur 12 tonnes de charge,

Sur l'essieu directeur 4 tonnes et demie de charge,

Sur l'essieu d'arrière 1 tonne et demie de charge.

Si le poids de la machine dépasse 18 tonnes, il faut, après avoir chargé l'essieu moteur de 12 tonnes, distribuer l'excédant de la charge sur les deux autres essieux, les roues d'avant, qui *conduisent* la machine, devant toujours être surchargées si l'on veut éviter les déraillements, et celles d'arrière, dont le rôle se réduit à empêcher les mouvements de galop, pouvant ne porter qu'une très-faible charge.

Une machine de 18 tonnes à *roues indépendantes* permet donc d'utiliser le maximum d'adhérence qu'il est sage de ne pas dépasser si l'on veut ménager les rails. Tout poids excédant 18 tonnes, du moins dans les machines de cette espèce, est inutile comme moyen

d'augmenter l'adhérence, et il correspond à une augmentation des dimensions de la machine qui ne peut avoir pour objet qu'un accroissement de la production de vapeur nécessité par un accroissement de vitesse.

Dans les machines Crampton, la charge sur l'essieu moteur ne pouvant dépasser la moitié du poids de la machine, on ne peut obtenir sans danger pour les rails le maximum d'adhérence dont les machines de ce genre sont susceptibles qu'autant qu'elles pèsent 24 tonnes au moins, ce qui est un désavantage de ces machines comparées sous un certain point de vue aux machines avec roues indépendantes placées dans le milieu.

Dans les machines Crampton remorquant les trains express, la machine pesant 27 tonnes, les roues d'arrière ou roues motrices portent 11 tonnes et demie; celles d'avant 11 tonnes et demie également, et celles du milieu 4 tonnes seulement.

Les grandes dimensions adoptées pour ces machines, leur poids considérable, ont donc pour objet l'accroissement de la production de vapeur plutôt que l'augmentation d'adhérence.

Il s'en faut que les règles posées par M. Kinnear Clark aient été exactement appliquées à toutes les machines à roues indépendantes des chemins anglais. Ainsi, passant en revue les différents modèles de ces machines avec essieu moteur placé au milieu, nous trouvons le poids distribué de la manière suivante :

	Poids sur l'essieu moteur.	Poids sur l'essieu directeur.	Poids sur l'essieu d'arrière.
Machines de Sharp (Manchester) pesant 18 tonnes.	9 1/2	5 3/4	2 3/4
Machines de Wilson (Leeds) pesant 27 tonnes 5/4.	12 5/4	8 1/2	6 1/2
Machines de Hawthorn (Newcastle) pesant 27 tonnes.	11	10 1/2	5 1/2

On a dit que, l'essieu moteur placé au milieu étant surchargé, les rails ployaient quelquefois sous cette charge; qu'ils se relevaient alors sous les roues extrêmes, et que la machine glissait. Les partisans des machines à quatre roues en ont conclu qu'il fallait supprimer les roues de derrière. M. Kinnear Clark pense, et nous pensons comme lui, qu'il vaut mieux, dans ce cas, augmenter la roideur

des rails. Il conseille aussi d'employer pour les roues motrices des ressorts assez élastiques pour suivre les inflexions de la voie.

Lorsqu'on veut utiliser plus de puissance que ne permet d'en employer une adhérence de 12 tonnes, il faut accoupler deux paires de roues au moins, et la machine devient alors une machine mixte.

Dans les machines mixtes, les roues couplées peuvent être placées à l'arrière ou à l'avant.

Dans le premier cas, pour obtenir le maximum d'adhérence compatible avec la conservation de la voie, il faut que, les roues d'arrière portant 24 tonnes, soit 12 tonnes par paire de roues, celles d'avant portent au moins 6 tonnes, ce qui porte le poids de la machine à 30 tonnes.

Dans le second cas, les roues couplées portant 24 tonnes, les roues porteuses placées à l'arrière peuvent ne porter que 2 tonnes, et une machine de 26 tonnes suffit, du moins eu égard à l'adhérence seulement.

Position du centre de gravité. — La charge sur les essieux est réglée par leur distance du centre de gravité de toute la machine. La position du centre de gravité diffère peu dans les machines disposées de la même manière. Ainsi dans les machines du modèle de Sharp avec essieux entre les boîtes dans lesquels le corps cylindrique a de 3^m,20 à 3^m,30 de longueur et dont les boîtes à feu sont de grandes dimensions, le centre de gravité se trouve à 2^m,25 environ de l'extrémité antérieure du corps cylindrique, le poids de la boîte à feu et des roues de derrière contre-balance alors la plus grande partie du poids du corps cylindrique : des cylindres du mécanisme et des roues d'avant. Dans d'autres cas où le corps cylindrique est plus long, et où les roues de derrière sont toujours en avant du foyer, le centre de gravité se trouve encore à 2^m,25 de l'extrémité antérieure du corps cylindrique. Il en est un peu plus rapproché si les chaudières et les boîtes à feu sont courtes.

Beaucoup de personnes pensent qu'il importe que le centre de gravité soit placé aussi bas que possible pour augmenter la stabilité de la machine. Les auteurs du *Guide* font observer avec raison que cette opinion ne saurait être absolue. Les résultats de l'expérience,

disent-ils, démontrent que les machines les plus hautes que l'on ait construites présentent beaucoup de stabilité par cela même que les dispositions du mécanisme qui ont fait élever la chaudière sont favorables à la stabilité. Dans ce cas, ils n'entendent pas par stabilité la résistance au renversement, qui est bien en raison inverse de la hauteur du centre de gravité, mais la résistance aux actions perturbatrices tendant à faire dévier la machine du mouvement de translation qui lui est naturellement imprimé par la vapeur.

La position du centre de gravité n'influe pas seulement sur la résistance au renversement en ligne droite, elle influe encore sur la direction que suit en ligne courbe la composante des forces centrifuge et centripète, appliquées l'une et l'autre au centre de gravité. Cette composante vient rencontrer le plan de la voie en un point plus ou moins éloigné de l'axe de la voie du côté de la convexité de la courbe, point dont la position varie avec celle du centre de gravité. Si ce point venait à se trouver sur le rail, la machine serait exposée à verser comme pourrait le faire une voiture qui tournerait trop brusquement sur une route ordinaire en grande vitesse; mais le calcul prouve qu'en pratique, avec les machines et les voies en usage, cet accident n'est pas à craindre.

Instabilité des machines locomotives. Moyens employés pour y remédier. — Les machines locomotives en marche ne sont pas animées seulement du mouvement de translation en avant; elles oscillent dans différentes directions autour d'axes diversement placés sur la machine elle-même.

M. Lechatelier analyse et définit de la manière suivante les divers mouvements oscillatoires d'une machine en marche.

Ces mouvements sont au nombre de quatre :

Le mouvement de *lacet*, mouvement sinueux que l'on observe également dans les waggons, et dont il a déjà été question.

Le mouvement de *galop*, mouvement d'oscillation autour d'un axe horizontal transversal à l'axe de la voie.

Le mouvement de *roulis*, mouvement d'oscillation autour d'un axe parallèle à l'axe de la voie.

Le mouvement de *tangage*, mouvement d'oscillation longitudinal de l'avant à l'arrière.

Ces mouvements oscillatoires fatiguent la machine, fatiguent la voie, augmentent la résistance et peuvent quelquefois devenir la cause de déraillements.

On les combat jusqu'à un certain point par une disposition convenable des différentes parties de la machine. Ainsi le mouvement de galop est beaucoup moins sensible lorsque, dans les machines à voyageurs, l'essieu d'arrière est placé en arrière de la boîte à feu, comme dans les machines actuelles, que s'il est à l'avant, comme dans les anciennes machines Stephenson, et le mouvement de lacet est moins sensible dans les machines à cylindres intérieurs que dans celles à cylindres extérieurs. Il est reconnu aussi que les machines dans lesquelles les essieux extrêmes sont fortement chargés, comme, par exemple, les machines Crampton, sont plus stables que les autres.

Mais, si une bonne disposition des différentes parties de la machine exerce une heureuse influence sur la stabilité de la machine, elle ne combat pas généralement toutes les causes d'instabilité. Certaine disposition, d'ailleurs, telle que celle des machines à cylindres intérieurs, qui est favorable à la stabilité, présente d'un autre côté des inconvénients graves.

M. Lechatelier, pour remédier efficacement à l'instabilité, après s'être rendu un compte exact des différents mouvements oscillatoires, a étudié les circonstances diverses qui les produisaient ou qui influaient sur leur amplitude, telles que le mode de construction et d'entretien de la voie, le mode de construction et d'entretien des machines, l'inertie des pièces du mécanisme soumises à un mouvement propre indépendant du mouvement de translation, et les pressions intérieures produites par l'action de la vapeur; il les a soumises au calcul, et il est parvenu à déterminer de cette manière le volume de contre-poids qui, placés sur les roues, annulent sensiblement les actions perturbatrices et donnent ainsi, même aux machines naturellement les moins stables, telles que celles à cylindres extérieurs, toute la stabilité désirable.

Ces calculs sont forts simples, mais ils sont assez étendus pour

que nous ne puissions les reproduire dans ce traité élémentaire, dont le cadre est limité. — Nous renverrons donc ceux de nos lecteurs qui désireraient en prendre connaissance à l'ouvrage spécial dans lequel l'auteur les a développés, ouvrage intitulé : *Études sur la stabilité des machines locomotives en mouvement*.

Au chemin de l'Est, on a appliqué aux machines à cylindres extérieurs des contre-poids dont les dimensions ont été fournies par M. Lechatelier lui-même ; on lui avait donné les éléments du calcul relevés sur les machines.

Depuis, l'expérience ayant démontré que des contre-poids un peu moins lourds étaient suffisants pour neutraliser les actions perturbatrices, on s'est borné à appliquer, à l'opposé des manivelles, des contre-poids dont le moment est égal à celui des pièces (piston, tige, tête et bielle) qui produisent la perturbation, sans tenir compte de l'écartement des cylindres. Le poids en serait égal, à peu près, aux trois quarts de ce qu'il faudrait d'après la théorie de M. Lechatelier.

Un certain nombre de machines, pour lesquelles on a laissé toute latitude aux constructeurs, ont même des contre-poids qui ne pèsent que la moitié de ce qu'il faudrait rigoureusement ; ces machines ont néanmoins une stabilité suffisante.

Il est donc établi que les contre-poids sont indispensables, mais qu'on peut les faire moins lourds que ne l'indique la théorie de M. Lechatelier.

Au chemin d'Orléans toutes les pièces animées d'un mouvement circulaire sont équilibrées directement, mais on n'équilibre que la moitié du poids des pièces animées d'un mouvement horizontal.

On a prétendu que l'usage des contre-poids calculés par les méthodes de M. Lechatelier augmentait l'usage des bandages. De nombreuses expériences ont été faites au chemin de fer de l'Est pour s'assurer de l'exactitude du fait. *Il est résulté de ces expériences que les bandages s'usent également, que l'on emploie ou qu'on n'emploie pas le contre-poids de M. Lechatelier.*

Jeu de la coulisse. — M. Philipps, ingénieur des mines, a soumis au calcul le jeu de la coulisse. Voici les conclusions auxquelles cette étude l'a conduit :

Dans la coulisse ordinaire, c'est-à-dire celle dont la concavité est tournée vers l'essieu moteur :

1° En déplaçant la coulisse, c'est-à-dire en fixant le levier de relevage aux crans successifs de son secteur, de manière à faire varier la position du coulisseau qui mène le tiroir, depuis l'extrémité de l'arc qui forme la coulisse jusqu'à son milieu, on réduit de plus en plus l'admission, et, par conséquent, on fait varier la détente.

2° En même temps que l'admission diminue pour les divers crans de la détente, l'avance à l'échappement et la compression, ou l'étendue de la course rétrograde pendant laquelle l'échappement est supprimé, augmentent en même temps que l'ouverture maxima des lumières diminue, de telle sorte que l'admission est de plus en plus étranglée.

3° Lorsqu'on se donne la condition, la plus favorable de toutes celles qu'on peut choisir *à priori*, que l'avance linéaire variera de la même manière, pour chaque face du piston, lorsqu'on passera par les divers crans de détente du point mort au cran de la plus forte admission, le rayon de courbure de la coulisse doit être exactement égal à la longueur des barres d'excentrique.

4° Lorsque les barres d'excentrique sont *croisées*, l'avance linéaire diminue au fur et à mesure qu'on augmente la détente, c'est-à-dire qu'on rapproche le coulisseau du point mort. — Lorsque les barres d'excentrique sont *droites*, c'est-à-dire non croisées, l'inverse a lieu, l'avance linéaire augmente au fur et à mesure que la détente est plus prolongée ou l'admission moins étendue. (On considère les barres comme *croisées* lorsque, la manivelle motrice étant tournée du côté opposé à la coulisse, les projections des barres d'excentrique sur le plan vertical *se croisent*, et *vice versâ*; elles sont *droites*, ou non croisées, lorsque, la manivelle étant dans la même position, elles se projettent de part et d'autre de l'axe de la distribution *sans se croiser*).

5° Toutes choses égales d'ailleurs, le système des barres croisées donne des admissions un peu plus longues que celui des barres droites; toutefois, quand on marche avec beaucoup de détente, le contraire peut quelquefois arriver. — Les barres droites

donnent plus d'avance à l'échappement et plus de compression.

6° La longueur de la coulisse n'a aucune influence sensible sur la durée de l'admission, sur l'avance à l'échappement et sur la compression, lorsque l'on compare des positions correspondantes du levier de relevage; seulement, lorsqu'on diminue sa longueur, elle prend des inclinaisons plus fortes, le mouvement du coulisseau se trouve gêné, et il peut y avoir quelques perturbations dans la marche du tiroir; il y a donc intérêt à donner une assez grande longueur à la coulisse, lorsque cela est possible.

7° La longueur de la bielle de suspension de la coulisse n'a jamais qu'une faible influence sur la distribution lorsqu'on se tient dans les limites actuellement employées; il n'y a pas d'avantage bien marqué à la porter au delà de $0^m,40$ à $0^m,50$. — Cependant, lorsqu'on n'est pas gêné par le manque de place, il convient de la maintenir aussi longue que possible pour diminuer le jeu du coulisseau dans la coulisse; elle doit être perpendiculaire à l'axe du système de la distribution et le rencontrer lorsqu'elle est dans sa position moyenne, à une distance du centre de l'essieu égale à la longueur de la barre d'excentrique; l'influence de la position du point d'attache de la bielle de suspension sur la coulisse, à l'extrémité supérieure ou inférieure, ou bien au milieu, est négligeable, car il n'en résulte que de petites perturbations dans le sens vertical, qui sont négligeables quant à la marche du tiroir.

8° La dimension du rayon d'excentricité n'influe que de quantités tout à fait négligeables sur la durée de l'admission, toutes choses égales d'ailleurs, mais elle influe sur l'ouverture maxima des lumières, qui varie, pour tous les crans de la détente, à peu près proportionnellement au rayon d'excentricité.

9° En augmentant l'angle de calage des excentriques, on diminue la durée de l'admission et on augmente la détente, surtout dans le voisinage de la pleine admission, mais en même temps on diminue les ouvertures maxima d'introduction; — en donnant à l'excentrique de la marche en arrière un angle de calage plus petit que celui de la marche en avant, on peut pousser la détente plus loin qu'avec les angles symétriques, sans nuire à la pleine admission. En détruisant la symétrie des angles de calage, on trouble les con-

ditions de la distribution pour la marche en arrière; cela n'a pas d'inconvénient pour les machines locomotives lorsqu'elles ne sont pas destinées, comme cela a lieu cependant dans quelques cas, à marcher tantôt en avant, tantôt en arrière; il faudrait alors conserver la symétrie du calage des excentriques; il en serait de même pour les machines d'extraction employées sur les mines.

Les règles qui précèdent s'appliquent également à la coulisse renversée, sauf pour ce qui concerne l'avance à l'admission, qui reste sensiblement la même, le rayon de cette coulisse étant égal à la longueur de la bielle qui commande la tige du tiroir. Cette disposition n'offre pas, d'ailleurs, d'avantage pour la longueur de la détente et l'ouverture maxima des tiroirs.

Règles de M. Lechatelier. — Il nous reste maintenant à faire connaître les règles proposées par M. Lechatelier pour guider les ingénieurs qui s'occupent de la construction des locomotives. Ces règles, toutes fort simples, sont les suivantes :

1° Pour éviter de fatiguer le mécanisme par une trop grande vitesse d'oscillation des pistons, le nombre de tours des roues motrices par seconde doit être compris entre $2\frac{1}{2}$ et 3. Ainsi soient :

V la vitesse de marche réelle que doit atteindre la machine en kilomètres par heure;

D le diamètre des roues motrices en mètres, nous aurons :

$$V = \frac{1}{1000} \times 3600 \times \pi D \times \left\{ \frac{2\frac{1}{2}}{3} \right\}$$

d'où
$$D = \left\{ \begin{array}{l} 0,056 \\ 0,029 \end{array} \right\} V.$$

2° Les dimensions des cylindres doivent être telles, que l'effort moyen de traction exercé au pourtour des roues motrices soit égal à la résistance totale qu'éprouve le train, machine et tender compris, à la vitesse et sur le profil considérés. Cette résistance, déduite de la formule empirique de Wyndham-Harding (page 660), est :

$$R = 2^k,72 + 0,094V + 0,00484 \frac{NV^2}{T} + 1000i;$$

On calculera, au moyen de cette formule, la résistance par tonne du convoi. On augmentera de 25 pour 100 ou de 20 pour 100 cette quantité, suivant qu'on s'occupera d'un train de voyageurs ou de marchandises, pour tenir compte des résistances additionnelles dues aux frottements de la machine et à l'action de la vapeur. Le résultat multiplié par le poids brut du convoi exprimé en tonnes donnera la valeur de la résistance cherchée.

D'autre part, soient :

p la pression moyenne utile de la vapeur en kilogrammes par centimètre carré ;

d le diamètre des pistons en centimètres ;

l la course des pistons en centimètres ;

D le diamètre des roues motrices également en centimètres :

L'effort moyen utile exercé par la vapeur au pourtour des roues motrices sera :

$$p \frac{d^2 l}{D}$$

et l'effort moyen par tonne du train, machine et tender compris :

$$p \frac{d^2 l}{DT}$$

Égalant cette quantité à la résistance déterminée, comme nous l'avons indiqué précédemment, on en déduira la valeur de $d^2 l$. Il suffira d'un ou deux tâtonnements pour établir entre d et l le rapport convenable.

La chaudière étant timbrée à 7 atmosphères, on peut admettre pour pression moyenne utile $4^{\text{atm.}},50$ ($4^{\text{k}},64$ par centimètre carré). Ce chiffre tient compte de la diminution de pression due aux frottements de la vapeur dans les conduits, à la détente, à l'échappement et à la compression ; il représente le maximum qu'on puisse obtenir quand la machine travaille avec une admission aussi prolongée que le permet la distribution.

Il faudra donc, dans l'expression $p \frac{d^2 l}{D}$, faire p égal à $4^{\text{kil.}},64$.

3° *L'adhérence sera supposée égale à $\frac{1}{6}$* , proportion qui paraît généralement admise; en multipliant par 6 l'effort de traction calculé précédemment, on aura la charge que doivent supporter les roues motrices. Si cette charge est inférieure à 12 tonnes, on ne couplera pas les roues; entre 12 et 20 tonnes on en couplera deux paires, au-dessus de 20 tonnes on couplera les trois paires.

4° *Le rapport de la surface de chauffe S du foyer à celle S' des tubes doit être : $\frac{S}{S'} = \frac{1}{10}$* . Dans les machines anglaises, ce rapport est assez généralement admis; en France, toutefois, les rapports adoptés, même dans les machines récemment construites, sont de 1 : 12 (machines à voyageurs), 1 : 15 (machines Crampton), et 1 : 14 ou 1 : 15 (machines à marchandises).

5° Le rapport entre la surface de chauffe totale et le volume de vapeur dépensé par tour de roue étant égal à $\frac{S + S'}{\pi d^2 l} = \frac{1}{\pi} \frac{S + S'}{d^2 l}$, la partie variable de ce rapport $\frac{S + S'}{d^2 l}$ doit être égale à l'unité ou s'en rapprocher beaucoup, S et S' étant exprimés en mètres carrés, d et l en décimètres. Dans les machines anglaises, M. Lechatelier a trouvé pour la valeur de ce rapport 1,15. Cet excès tient à ce que les Anglais, qui ne font pas usage du tuyau d'échappement à orifice variable, donnent à leurs machines un excès de surface de chauffe afin de ne jamais manquer de vapeur.

La moyenne pour un certain nombre de machines françaises déjà anciennes, qui généralement ont une surface de chauffe trop faible, est de 0,95.

Mais, dans les machines récemment construites, nous trouvons qu'on s'est beaucoup rapproché du rapport conseillé par M. Lechatelier.

Ainsi il est :

Dans les machines à voyageurs fournies en 1856 à la Compagnie de Lyon par MM. Cail et C ^{ie} , de.	90
	96
Dans celles fournies la même année par M. Gouin à la Compagnie du Midi, de.	96
	98
Dans les machines à marchandises du chemin d'Orléans construites en 1855, de.	122
	114

Dans celles du Bourbonnais construites en 1856, de.	$\frac{132}{134}$
Dans les Crampton, il est de.	$\frac{100}{70}$
Dans les Engerth à marchandises, de.	$\frac{196}{165}$
Dans les machines à voyageurs d'Orléans, où la surface de chauffe est peut-être un peu faible, il n'est que de.	$\frac{79}{96}$

Résolvant l'équation $\frac{pd2l}{DT} = 2^k,72 + 0,094V$

$$+ 0,00484 \frac{NV^2}{T} + 1000 i$$

établie par M. Lechatelier par rapport à T, nous avons calculé la charge que pourraient traîner les machines de l'Est de différents modèles. Mais nous avons trouvé qu'en augmentant la résistance de 20 ou de 25 pour 100, comme l'indique M. Lechatelier, la charge calculée s'écartait considérablement de la charge réellement traînée. D'un autre côté, en appliquant la formule *sans tenir compte de cette augmentation*, nous avons dressé le tableau suivant, qui donne des résultats plus satisfaisants. Nous voyons, en étudiant ce tableau, que la charge remorquée par les machines à marchandises 0,4 à 0,62 excède très-sensiblement la charge calculée. Cela tient à ce que, ces machines étant déjà anciennes, on ne craint pas de les soumettre à une fatigue excessive. Pour les machines 0,65 à 0,244 au contraire, la charge réelle diffère peu de la charge calculée. Mêmes observations pour les machines mixtes.

Dans un second tableau en usage dans le service nous avons indiqué le nombre maximum de waggons par machines eu égard à leur puissance et au règlement.

CHEMINS DE

ÉTAT DES DIMENSIONS DES MACHINES A

CALCUL DE LA CHARGE BRUTE QUE PEUVENT REMORQUER LES DIVERSES MACHINES

ET INDICATION DES CHARGES BRUTES

SYSTÈME des MACHINES.	NOMBRE.	NUMÉROS des MACHINES.	TIMBRE.	PRESSION moyenne utile.	DIAMÈTRE DES ROUES.	DIAMÈTRE DES CYLINDRES.	COURSE DES PISTONS.	SURFACE DE CHAUFFE.	POIDS de la machine et du tender en charge moyenne.	PROFIL avec rampe	
										CHARGE BRUTE calculée avec la machine et le tender.	CHARGE BRUTE CALCULÉE de traction faite du poids de la machine et du tender.
									tonn.	tonn.	tonn.
Machines à marchandises. (225)	52	0,1 à 0,52	6 4	1,42	0,58	0,61	85	53	259	204	
	50	0,55 à 0,62	6 4	1,42	0,42	0,61	98	37	292	235	
	51	0,65 à 0,119	7 4,64	1,42	0,44	0,60	100	42	566	524	
	87	0,120 à 0,241	7 4,64	1,51	0,42	0,61	95	42			
Machines mixtes. (155)	81	91 à 155 142 à 157 504 à 335	7 4,64	1,68	0,42	0,56	85	40	258	217	
	50	184 à 222 245 à 258	7 4,64	1,68	0,42	0,56	99	42			
	20	225 à 242	7 4,64	1,45	0,42	0,60	99	41	509	268	
	4	500 à 505	6 4	1,55	0,54	0,55	65	51	169	158	

CHEMIN DE

CHARGE DES TRAINS DE MARCHANDISES

NATURE des MACHINES.	NUMÉROS.	VITESSE kilométrique A L'HEURE.	PROFIL NORMAL ¹ à rampes de 5 millimètres.						PROFIL à rampes	
			PUISSANCE de la machine en tonnes.		NOMBRE de waggons chargés de 5 tonn.		NOMBRE de waggons vides au maximum.		PUISSANCE de la machine en tonnes.	
			Été.	Hiver.	Été.	Hiver.	Été.	Hiver.	Été.	Hiver.
Machines à marchandises.	0,1 à 0,52	25 à 50	270	252	50	28	45	40	225	198
	0,55 à 0,62	Id.	315	288	55	52	50	44	252	254
	0,65 à 0,107	Id.	542	515	58	55	50	48	279	252
	0,114 à 0,119									
0,120 à 0,165										
0,212 à 0,241										
Mach. Engerth.	0,164 à 0,188	20 à 25	540	495	60	55	65	65	»	»
Machines mixtes.	91 à 155	25 à 50	270	254	50	26	58	55	207	162
	142 à 157									
	504 à 555									
	189 à 222	Id.	515	270	55	50	45	42	245	207
	245 à 258	Id.	180	144	20	20	27	27	144	108
225 à 242										
500 à 505										

Le waggon chargé de 5 tonnes est pris pour unité. — Le waggon chargé de 10 tonnes vaut 1 $\frac{1}{2}$. — Le waggon vide vaut $\frac{1}{2}$ waggon. — Jusqu'à 6 tonnes 5 de

¹ Ce profil est celui des lignes de Paris à Strasbourg, Bâle à Wissembourg, Nancy à Forbach, Metz à Thionville, Flambain à Montereau, Blesmes à Donjeux, Einvaux à Épinal.

FER DE L'EST

SELON LA PUISSANCE DES MACHINES

NORMAL ² de 6 et 7 millimètres.				PROFIL EXCEPTIONNEL ³ à rampes de 10 millimètres.						PROFIL EXCEPTIONNEL ⁴ à rampes de 12 millimètres.					
NOMBRE de waggon chargés de 5 tonn.		NOMBRE de waggon vides au maximum.		PUISSANCE de la machine en tonnes.		NOMBRE de waggon chargés de 5 tonn.		NOMBRE de waggon vides au maximum.		PUISSANCE de la machine en tonnes.		NOMBRE de waggon chargés de 5 tonn.		NOMBRE de waggon vides au maximum.	
Été.	Hiver.	Été.	Hiver.	Été.	Hiver.	Été.	Hiver.	Été.	Hiver.	Été.	Hiver.	Été.	Hiver.	Été.	Hiver.
25	22	58	50	180	162	20	18	50	25	162	155	18	15	25	22
28	26	44	56	198	180	22	20	55	50	180	155	20	17	28	24
51	28	46	40	225	198	25	22	55	52	198	171	22	19	52	27
»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
25	18	50	25	162	126	18	14	25	20	155	108	15	12	25	18
27	25	54	28	207	162	25	18	52	25	180	155	20	15	27	22
16	12	27	22	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»

chargement, on comptera une unité; de 6¹/₂ à 9 tonnes, une unité et un tiers; de 9 à 10 tonnes, une unité et demie.

² Ce profil est celui des lignes de Paris à Mulhouse, Gray à Chalindrey, Donjeux à Chaumont.

³ Ce profil est celui des lignes d'Épernay à Reims, Châlons à Mourmelon, Mulhouse à Thann.

⁴ Ce profil est celui des lignes de Blainville à Einvaux, Thionville à Luxembourg.

Du travail développé par les machines locomotives dans leur service ordinaire. — Si les machines locomotives travaillaient dans les mêmes conditions que les machines fixes ordinairement employées dans l'industrie, les plus puissantes d'entre elles ne pourraient développer un travail supérieur à 20 et 25 chevaux.

Mais, d'une part, elles fonctionnent toujours à une pression très-élevée, et, d'autre part, leurs pistons marchent à des vitesses bien supérieures à celles qui sont généralement admises. Aussi n'exagérons-nous pas en affirmant que les locomotives actuellement en usage sur la plupart des chemins de fer développent aisément un travail soutenu de 200 à 300 chevaux.

Des expériences faites sur le chemin de Lyon dans les mois de novembre et de décembre 1851 viennent démontrer le fait que nous avançons.

Dans ces expériences on avait intercalé, entre le tender et la première voiture, un dynamomètre à ressort qui traçait des diagrammes représentant le travail exercé par la machine sur le train.

On a multiplié ce travail par le coefficient 1,15 pour tenir compte des résistances dues à l'action de la vapeur sur le mécanisme, et l'on a ajouté 500 kilogrammètres par mètre parcouru par la machine, qui exige un effort de traction de 500 kilogrammes sur niveau.

Divisant le nombre total de kilogrammètres ainsi obtenus par le temps de marche, le quotient a donné le travail par seconde en kilogrammètres.

Six expériences sur des trains directs marchant à la vitesse de 45 kilomètres à l'heure, le poids du train étant de 107 tonnes, ont donné :

294 chevaux pour le travail total ;

161 chevaux pour le travail employé à remorquer les voitures.

Les quatre autres expériences ont été faites sur des trains-omnibus marchant à la vitesse moyenne de 38 kilomètres et demi à l'heure, avec une charge de voitures de 88 tonnes. Elles ont donné 248 chevaux pour le travail total, et 134 chevaux pour le remorquage des voitures seulement.

La consommation moyenne, par cheval et par heure, n'a été que de 2^k,05 de coke, ce qui semblerait indiquer que *les machines locomotives travaillent, sous le rapport de l'économie du combustible, dans des conditions aussi avantageuses que la plupart des machines fixes sans condensation.*

Les expériences faites par M. Polonceau et relatées pages 689 à 703 confirment les résultats obtenus au chemin de Lyon en ce qui concerne la puissance des machines.